

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE  
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

RODRIGO SILVEIRA DE SANTIAGO

ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE UM VENTILADOR RADIAL

Joinville

2018



RODRIGO SILVEIRA DE SANTIAGO

ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE UM VENTILADOR RADIAL

Trabalho apresentado como requisito para obtenção do título de bacharel no Curso de Graduação em Engenharia Automotiva do Centro Tecnológico de Joinville da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. Renato Oba

Joinville

2018

RODRIGO SILVEIRA DE SANTIAGO.

ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS E DO  
ESCOAMENTO EM UM VENTILADOR RADIAL

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

**Banca Examinadora:**

---

Dr. Renato Oba  
Orientador  
Presidente

---

Dra. Talita Sauter Possamai  
Membro  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Dr. Kleber Vieira de Paiva  
Membro  
Universidade Federal de Santa Catarina

## **AGRADECIMENTO**

Ao meu orientador, Prof. Renato Oba, pela orientação, amizade, paciência e confiança posta em mim.

Aos professores da banca examinadora, pelas sugestões, críticas e contribuições finais ao trabalho.

A Universidade Federal de Santa Catarina, aos seus profissionais e colaboradores, pelo convívio e oportunidades oferecidas, em especial aos do curso de Engenharia Automotiva.

Agradeço ao professor Vicente e ao técnico Edevaldo pela ajuda no decorrer do trabalho e por terem cedido o espaço no Laboratório de Ciências Térmicas.

A minha mãe Wivian e meus irmãos Carla, André, Sabrina e Simone, por não medirem esforços para me ajudar e por todo o carinho, independente da distância.

Ao meu pai João e ao meu avô João de Paula por serem minhas maiores fontes de inspiração.

A minha avó Elsa pelo apoio e carinho incondicional.

A minha namorada, Damylle, que dedicou vários momentos, corrigindo, ajudando e me incentivando no decorrer deste trabalho. Agradeço-a por todo o carinho, apoio e principalmente aos puxões de orelha que foram indispensáveis para que este trabalho fosse concluído.

Aos meus amigos Venturi, Milena, “Cabeça”, Ana, Bruna e Tomio pela amizade, carinho e pelos momentos de descontração.

Aos demais amigos e colegas que de alguma forma estiveram ao meu lado ao longo da graduação.

Aos companheiros de IC, Bajeiros e Formuleiros, pela amizade e companheirismo nos momentos difíceis.

Aos professores Modesto, Talita, Sérgio, Dourado e Diego pelo incentivo e amizade ao longo da graduação que me ajudaram a progredir sempre.

“Tenho orgulho de dizer que a maior herança que deixo para os meus filhos é o estudo”.  
(João de Paula Silveira).

## RESUMO

Ventiladores radiais têm inúmeras aplicações industriais, podendo ser utilizados na climatização de ambientes, refrigeração de equipamentos, aspiração e exaustão de ambientes, secagem de grãos, secagem de tinta e criação de cortinas de ar. Podendo também atuar na admissão e exaustão de gases em sistemas de combustão em usinas termoeletricas. Tendo em vista que máquinas em geral têm perdas inerentes ao seu funcionamento, ventiladores radiais também sofrem do mesmo problema. Neste caso, sendo principalmente causadas pelo atrito mecânico entre os seus componentes e por pontos de recirculação do escoamento. Para analisar o desempenho e possíveis pontos de baixa eficiência em máquinas de fluxo em geral, duas abordagens foram adotadas: a experimental e numérica. A primeira consiste na experimentação em bancada, onde o ventilador é testado em vários pontos de operação, avaliando a pressão estática e velocidade do escoamento na entrada e na saída, além de avaliar o torque no rotor, permitindo com que sejam avaliadas as curvas características do ventilador em condições reais de operação. Enquanto a abordagem numérica é realizada através da Dinâmica dos Fluidos Computacionais utilizando o modelo de turbulência SST e o modelo *Frozen Rotor*, no qual o escoamento do ventilador foi modelado e avaliado por completo, permitindo verificar em quais regiões no interior do ventilador ocorrem pontos de recirculação. As medidas experimentais apresentam baixo erro, sendo que as curvas características do ventilador e o perfil de velocidade apresentaram o comportamento esperado quando comparado com outros trabalhos envolvendo ventiladores radiais. As curvas de torque e pressão estática apresentaram o mesmo comportamento das curvas experimentais, sendo que o erro máximo entre as medidas experimentais e numéricas para o torque, velocidade de saída do escoamento, pressão estática e eficiência foram respectivamente de -17%, -13%, 40% e 8%. Sendo que dentre as inúmeras causas para as divergências encontradas, detecta-se divergência entre a geometria real e a simulada, além de um baixo refino de malha.

**Palavras-chave:** Ventilador Radial. CFD. Experimental. Desempenho.

## ABSTRACT

Radial fans have numerous industrial applications, and can be used in ambient air conditioning, equipment cooling, vacuuming and exhausting environments, grain drying, ink drying and air curtains creation. It can also act in the admission and exhaustion of gases in combustion systems in thermoelectric plants. Since machines in general have losses inherent to their operation, radial fans also suffer from the same problem. In this case, they are mainly caused by the mechanical friction between their components and by recirculation points of the flow. To analyze the performance and possible low efficiency points in flow machines in general, two approaches were adopted: experimental and numerical. The first one consists of the benchtop experiment, where the fan is tested at various points of operation, evaluating the static pressure and flow velocity at the inlet and outlet, as well as evaluating the rotor torque, allowing the characteristic curves of the rotor to be evaluated. fan under actual operating conditions. While the numerical approach is performed through Computational Fluid Dynamics using the SST turbulence model and the Frozen Rotor model, in which the fan flow was modeled and evaluated completely, allowing to verify in which regions inside the fan recirculation points. The experimental measurements presented low error, and the fan characteristic curves and velocity profile presented the expected behavior when compared with other works involving radial fans. The torque and static pressure curves presented the same behavior as the experimental curves, and the maximum error between the experimental and numerical measures for torque, flow velocity, static pressure and efficiency were respectively -17%, -13%, 40% and 8%. Being that among the numerous causes for the divergences found, it is detected a divergence between the real and the simulated geometry, in addition to a low mesh refining.

**Keywords:** Radial Fan. CFD. Experimental. Performance.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Tipos de máquinas.	14
Figura 2 - Ventilador Centrífugo.	14
Figura 3 - Ventiladores em competições.	15
Figura 4 - Visualização do escoamento no interior do ventilador.	19
Figura 5 - Regiões de recirculação na pá.	19
Figura 6 - Modelo de bancada experimental.	21
Figura 7 - Regiões de recirculação na saída da bomba.	24
Figura 8 - Bancada experimental para o ventilador centrífugo.	28
Figura 9 - Layout da bancada	28
Figura 10 - Inversor de Frequência.	30
Figura 11 - Lâmpada estroboscópica.	30
Figura 12 - Válvula de restrição de vazão.	31
Figura 13 - Medição do Torque.	31
Figura 14 - Pontos de medição do perfil de velocidades.	32
Figura 15 - Tubo de Pitot acoplado ao paquímetro.	33
Figura 16 - Métodos de leitura de pressão estática, total e dinâmica.	33
Figura 17 - Tomada de pressão média.	34
Figura 18 - Tubo de Pitot.	36
Figura 19 - Ventilador desmontado.	44
Figura 20 - Geometria.	45
Figura 21 - Condições de contorno.	45
Figura 22 - Malha.	48
Figura 23 - Perfil de velocidade para 1192 RPM.	51
Figura 24 - Perfil de velocidade para 1492 RPM.	52
Figura 25 - Perfil de velocidade para 1776 RPM.	52
Figura 26 - Pressão estática experimental na saída do ventilador.	54
Figura 27 - Curvas de torque em função da vazão.	54
Figura 28- Curvas de potência hidráulica e mecânica em função da vazão.	55
Figura 29- Eficiência experimental.	56
Figura 30 - Comparativo entre pressão estática experimental e numérica.	57
Figura 31 - Comparativo entre o torque experimental e numérico.	58
Figura 32 - Comparativo entre potência experimental e numérica.	58

Figura 33 - Comparativo entre o rendimento experimental e numérico.	59
Figura 34 - Campo de velocidades.	60
Figura 35 – Pontos de recirculação.	60
Figura 36 - Campo de Pressão.	60

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Equipamentos utilizados.	29
Tabela 2 - Pontos de medição de vazão.	32
Tabela 3 - Métodos de divisão da seção transversal.	38
Tabela 4 - Dimensões do Rotor.	44
Tabela 5 - Condições de contorno da passagem pelo rotor.	46
Tabela 6 - Condições de contorno do caracol.	46
Tabela 7 - Condições de contorno do cone.	47
Tabela 8 - Condições contorno para o Duto de Saída.	47
Tabela 9 - Interfaces.	47
Tabela 10 - Independência de malha.	49
Tabela 11 - Parâmetros medidos para 1192 RPM.	50
Tabela 12 - Parâmetros medidos para 1486 RPM.	50
Tabela 13 - Parâmetros medidos para 1776 RPM.	51
Tabela 14 - Resultados numéricos.	57
Tabela 15- Incerteza de medição para as vazões com rotação de 1192 rpm.	70
Tabela 16 - Incerteza de medição para as vazões com rotação de 1492 rpm.	71
Tabela 17 - Incerteza de medição para as vazões com rotação de 1776 rpm.	72

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

CFD – Dinâmica dos Fluidos Computacional

MRF – Moving Reference Frame

SST – Shear Stress Transport

## LISTA DE SÍMBOLOS

$p$	Pressão estática do escoamento	[Pa]
$V$	Velocidade do escoamento na direção axial	[m/s]
$\rho_f$	Massa específica do fluido no escoamento	[Kg/m <sup>3</sup> ]
$p_{total}$	Pressão total do escoamento	[Pa]
$\rho_m$	Massa específica do fluido manométrico	[Kg/m <sup>3</sup> ]
$h$	Altura lida no manômetro	[m]
$p_{din}$	Pressão dinâmica do escoamento	[Pa]
$Q$	Vazão do escoamento	[m <sup>3</sup> /s]
$D$	Diâmetro do Tubo	[mm]
$A$	Área total do tubo	[m <sup>2</sup> ]
$w_i$	Peso de uma determinada área na medida de vazão	[-]
$x$	Posição de medição de um tubo retangular	[m]
$r$	posição de medição de um tubo circular	[m]
$t$	Tempo	[s]
$\tau_{ij}$	Tensor tensão para fluidos viscosos	[MPa]
$\delta$	Delta de Konecker	[-]
$H$	Altura dinâmica	[m]
$m$	Massa	[Kg]
$P_{hid}$	Potência hidráulica	[W]
$P_m$	Potência mecânica	[W]
$m$	Massa	[Kg]
$g$	Gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
$b$	Braço de alavanca	[m]
$n$	Rotação do ventilador	[rpm]
$\eta$	Rendimento	[-]
$\mu$	Viscosidade absoluta do fluido	[m <sup>2</sup> /s]
$Re$	Número de Reynolds	[-]

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b>	<b>13</b>
1.1 OBJETIVOS	16
1.1.1 Objetivos Específicos	16
1.2 JUSTIFICATIVA	16
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>17</b>
2.1 PERDAS EM MÁQUINAS DE FLUXO	17
2.2 TRABALHOS ENVOLVENDO MÁQUINAS DE FLUXO	17
<b>3 METODOLOGIA</b>	<b>27</b>
3.1 BANCADA PARA ENSAIOS EM VENTILADORES CENTRÍFUGOS	27
3.1.1 Procedimento Experimental	29
3.1.2 Tubo De Pitot	33
3.1.3 Obtenção Da Vazão	36
3.1.4 Regime Do Escoamento	38
3.1.5 Curvas Características Do Ventilador	39
3.2 MODELAGEM NUMÉRICA	40
3.2.1 Equações De Conservação	40
3.2.2 Turbulência	41
3.2.3 Modelos De Turbulência	42
3.2.4 Frozen Rotor	43
3.2.5 Geometria	43
3.2.7 Condições De Contorno	45
3.2.6 Malha	48
<b>4 RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	<b>50</b>
4.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS	50
4.1.1 Perfil de Velocidades	51
4.1.2 Curvas Características Experimentais	53
4.2 RESULTADOS NUMÉRICOS	56
<b>5 CONCLUSÃO</b>	<b>61</b>
<b>APÊNDICE A – INCERTEZAS DE MEDIÇÃO</b>	<b>67</b>
<b>A. INCERTEZAS DE MEDIÇÃO</b>	<b>67</b>
A.1 TIPO A	67
A.2 TIPO B	68

A.3 INCERTEZA COMBINADA	68
<b>B. INCERTEZAS ASSOCIADAS A MEDIÇÃO DE VAZÃO</b>	<b>70</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Uma máquina é todo equipamento que converte uma forma de energia em outra. Dentre os diversos tipos de máquinas existentes, as máquinas onde o meio operante é fluido podem ser divididas em duas classes: máquinas de deslocamento positivo e máquinas de fluxo. Como exemplo de máquinas de fluxo surgem as turbinas, compressores, bombas e ventiladores. Já as máquinas a pistão aparecem principalmente os motores de ciclo Otto e Diesel (BRAN; SOUZA, 1969).

As máquinas de fluxo e as máquinas pistonadas podem ser divididas quanto ao modo de operação em que trabalham podendo ser chamadas de operadoras ou geradoras. As máquinas geradoras são responsáveis por retirar a energia do fluido e converter em trabalho mecânico, enquanto que as máquinas operadoras são responsáveis por fornecer energia para o fluido de trabalho. Sendo este último tipo de máquina classificada em dois subgrupos: bombas e compressores. Nas bombas o fluido de trabalho é incompressível, como a água ou óleo, enquanto nos compressores o fluido é compressível, como o ar ou outros gases (DIXON; HALL, 1966).

Além disso, as máquinas de fluxo podem ser classificadas quanto ao sentido do escoamento. Nas máquinas axiais o escoamento entra e sai da máquina paralelo ao eixo de rotação do rotor. Nas máquinas radiais ou centrífugas, o escoamento principal passa perpendicularmente ao eixo de rotação do rotor. Como caso particular existem as máquinas mistas nas quais o escoamento não possui direção preferencial, passando radialmente e axialmente simultaneamente. A Figura 1 mostra o ordenamento citado acima.

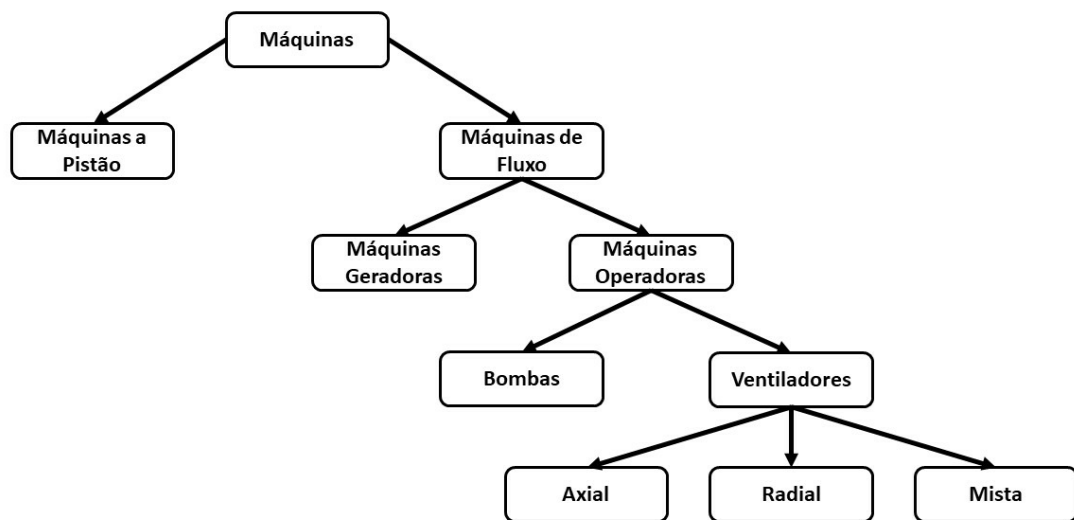
Dentre as diversas máquinas de fluxo comentadas, os ventiladores centrífugos em especial possuem inúmeras aplicações industriais, podendo ser aplicados na refrigeração de equipamentos, na aspiração e exaustão de ambientes, na secagem de grãos, em câmaras de secagem de tinta e na criação de cortinas de ar. Além disso, podem ser utilizados para permitir a entrada de ar e a retirada de gases em plantas de geração de energia elétrica (CHINX; LING; YAKUI, 2011). A Figura 2 mostra um exemplo de ventilador Centrífugo.

No setor automotivo, este tipo de equipamento possui como principal aplicação o resfriamento de motores de combustão interna e na refrigeração do freio a disco de veículos de competição quando os mesmos se encontram nos boxes como mostra a Figura 3. Com o aumento das exigências de desempenho dos motores e da refrigeração dos discos de freio, os



requisitos quanto à eficiência dos sistemas de refrigeração e dos ventiladores também aumentam, por conta disso o uso de um ventilador é crítico (SINGH, 2011).

Figura 1 - Tipos de máquinas.



Fonte: Autor (2018)

Figura 2 - Ventilador Centrífugo.



Fonte: Autor (2018)

Para a análise de funcionamento ou projeto deste tipo de equipamento podem ser utilizadas três metodologias, sendo elas: os métodos analíticos, métodos numéricos e a experimentação em laboratório. Os métodos analíticos e os numéricos buscam resolver as equações que representam fisicamente o problema em questão, sendo que os métodos

analíticos em geral são restringidos por simplificações no modelo físico, na geometria e nas condições de contorno, fazendo com que muitas vezes não seja possível representar o fenômeno físico completamente. A simulação numérica não possui grandes restrições quanto ao modelo físico, geometria e condições de contorno, o que permite a solução de uma gama de problemas mais complexos. Neste caso deve-se ter cuidado com o custo computacional e com a validação dos resultados obtidos. No caso da experimentação em laboratório, existe a vantagem de se trabalhar com a configuração e condições de operação real do componente e as maiores dificuldades ocorrem por conta dos custos dos equipamentos de medição e na impossibilidade de avaliar de forma completa as condições do escoamento no interior do rotor (MALISKA, 2004).

Figura 3 - Ventiladores em competições.



Fonte: Abreu (2018)

Neste trabalho foram levantadas as curvas de rendimento, potência mecânica, eficiência e altura dinâmica de um ventilador radial com rotor carenado de 490 mm de diâmetro utilizando uma bancada experimental desenvolvida no Laboratório de Ciências Térmicas da Universidade Federal de Santa Catarina. Buscando analisar o escoamento que ocorre no interior do ventilador, foram feitas simulações numéricas utilizando o software comercial ANSYS CFX. Para a simulação o modelo *Frozen Rotor* foi utilizado para modelar a rotação do rotor em um instante de tempo através múltiplos sistemas de coordenada, permitindo simular o escoamento em regime permanente do ventilador. Posteriormente os resultados numéricos e experimentais foram comparados.

## 1.1 OBJETIVOS

Para avaliar o comportamento do escoamento no interior do ventilador radial e levantar suas curvas características, propõe-se realizar uma comparação entre as simulações numéricas utilizando o método dos volumes finitos e os resultados obtidos por meio de uma bancada experimental.

### 1.1.1 Objetivos Específicos

- Obtenção das curvas características do ventilador: curvas de pressão, potência e rendimento, ambas em função da vazão;
- Avaliar o escoamento dentro do rotor buscando analisar o perfil de velocidades no duto de saída do ventilador;
- Identificar pontos de recirculação ao longo das pás do rotor e no duto de saída do ventilador;
- Analisar o campo de pressão no interior do rotor
- Comparar os resultados experimentais com o numérico.

## 1.2 JUSTIFICATIVA

Como apresentado anteriormente, a aplicação de ventiladores radiais é vasta. Para garantir a competitividade no mercado, otimização, bom funcionamento e baixo custo são fundamentais. Os métodos numéricos têm custos de análise menores do que aqueles agregados aos métodos experimentais – como a utilização de protótipos, por exemplo -, e por tal, são tendências no desenvolvimento de projetos de inovação e manutenção. Por sua vez, experimentações primárias são utilizadas para validação das análises numéricas, garantindo credibilidade ao primeiro método.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados trabalhos que abordam o problema proposto e a metodologia de análise adotada através de bancadas experimentais e simulações numéricas.

### 2.1 PERDAS EM MÁQUINAS DE FLUXO

O princípio de funcionamento de máquinas de fluxo é baseado em processos irreversíveis, onde as perdas são inerentes. Essas perdas podem ser divididas em perdas internas ou externas (BRAN; SOUZA, 1969).

As perdas externas ocorrem fora das canalizações da máquina, sendo causadas por atrito entre os componentes sólidos do sistema mecânico do equipamento. Essas perdas não adicionam calor ao escoamento, apenas aquecendo os componentes mecânicos da máquina de fluxo.

As perdas internas ocorrem no interior da máquina, por onde ocorre o escoamento, sendo diretamente ligadas as superfícies da carcaça e do rotor. Essas perdas são causadas por irreversibilidades que ocorrem durante o escoamento, como perda de carga, ondas de choque e com a transferência de calor ao fluido. As perdas internas podem ainda ser divididas em perdas hidráulicas, volumétricas e por atrito externo ao rotor. A perda hidráulica está relacionada com o atrito viscoso causado pelo contato do escoamento e as superfícies internas, além de contabilizar a dissipação de energia causada pela mudança brusca de direção do escoamento, tendo os maiores efeitos nas perdas internas.

As perdas volumétricas ocorrem em função da fuga de parte do fluido pelas folgas entre o rotor e a carcaça/voluta da máquina, folgas que são necessárias para impedirem o atrito entre os componentes. Esta região é denominada de labirinto e o fluido que escoar por ali, acaba gerando uma vazão de fuga que carrega parte da energia. Já as perdas por atrito externo ao rotor são causadas pelo atrito viscoso entre o fluido que escoar pelo labirinto e o rotor.

### 2.2 TRABALHOS ENVOLVENDO MÁQUINAS DE FLUXO

Reunanen (2001) realizou estudos experimentais e numéricos aplicados na geometria de um compressor centrífugo, posteriormente propondo alterações de projeto e testando-as.

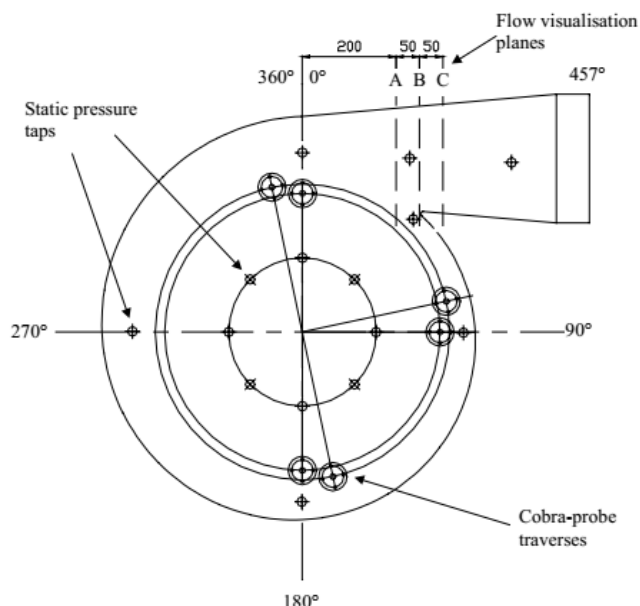
Durante a modelagem numérica as geometrias do rotor e da voluta/caracol (região por onde escoo o fluido) foram modeladas através de um modelador 3D e a simulação foi feita utilizando o software Finflo, desenvolvido na Universidade Tecnológica de Helsink. Para a modelagem do problema foi utilizada uma aproximação quase estática de *Frozen Rotor* no rotor e o modelo de turbulência k- $\epsilon$  para representar os efeitos turbulentos. Neste tipo de abordagem a malha permanece estacionária enquanto o sistema de coordenadas é rotacionado.

Para a bancada experimental o autor se baseou nas normas ISO 5389, ASMEC PTC 10 e VDI 2045 partes 1 e 2. Para avaliar a direção do escoamento, pressão estática e pressão total foram utilizadas sondas do tipo *Kobra*, que foram dispostas ao longo da voluta, circundando o rotor até a saída do ventilador. A sonda apresentava liberdade de movimento angular e axial, o que permitia avaliar as pressões em diferentes direções e pontos ao longo da seção. Foram utilizadas duas válvulas de vazão: a válvula do tubo de entrada foi mantida aberta e a de saída foi fechada gradualmente. Ainda, foram medidas as temperaturas na entrada e na saída do compressor, a umidade, a velocidade do eixo e a potência de eixo, todos processados automaticamente com o auxílio de um sistema de monitoramento ligado a uma unidade de aquisição de dados. Para permitir a visualização do escoamento no bocal de saída, foram posicionados penachos ao longo do bocal com o auxílio de uma câmera de inspeção. Após a análise dos resultados, constatou-se que as alterações realizadas na geometria da voluta não provocaram diferenças significativas na eficiência do compressor e que ambos os métodos permitiram avaliar as regiões de recirculação no interior do ventilador. A Figura 4 mostra o posicionamento dos sensores de pressão estática, sensores *Kobra* e dos penachos na saída do ventilador.

Fogal (2009) realizou um estudo em um ventilador axial aplicado em pulverização agrícola. No estudo foram feitas simulações numéricas através do método dos volumes finitos utilizando o código comercial CFX e medidas experimentais em um túnel de vento horizontal com um tubo de Pitot para aferir a velocidade do escoamento, no qual algumas configurações de ângulo de pá e posição do ventilador ao longo da voluta foram testadas. Para o estudo foi utilizado o modelo de turbulência k- $\epsilon$  *realizable*, as condições de pressão total relativa igual à zero na entrada e pressão estática relativa na saída. Para o problema em questão foi constatado que o modelo de turbulência foi satisfatório para levantar o perfil de escoamento e encontrar regiões de recirculação, como mostra a Figura 5. Foram levantadas as curvas características do ventilador para rotações entre 1500 e 3000 RPM e vazões entre 0,5 e 4 m<sup>3</sup>/s, utilizando tanto o método numérico como o experimental. O autor constatou que as maiores

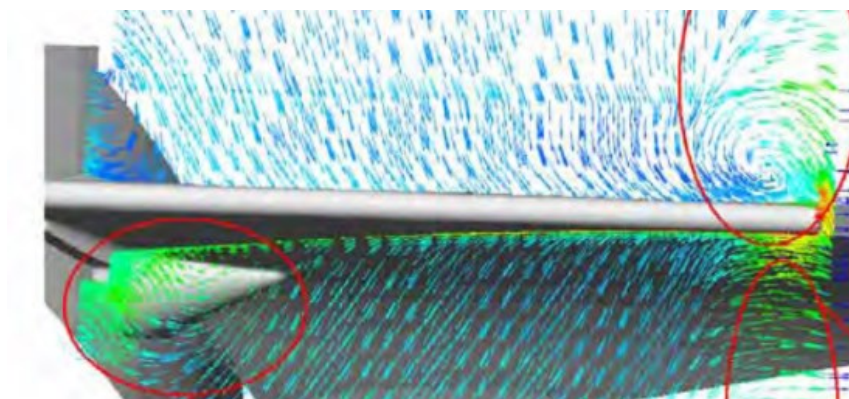
discrepâncias ocorreram para a rotação de 2600 RPM, tendo um erro de 6,5 % no rendimento e 3,0 % para a vazão, quando comparando os resultados numéricos e experimentais.

Figura 4 - Visualização do escoamento no interior do ventilador.



Fonte: Reunan (2001)

Figura 5 - Regiões de recirculação na pá.



Fonte: Fogal (2009)

Gomes (2010) realizou a otimização da geometria de um ventilador centrífugo de pás retas através de simulações numéricas utilizando o código comercial CFX. Para representar os efeitos turbulentos, o modelo de turbulência *Shear Stress Transport* (SST) foi utilizado e com condições de pressão total relativa na entrada igual a zero e pressão estática total relativa igual à zero na saída. Para as paredes do rotor e da voluta, foi aplicada uma condição de não

escorregamento, sendo que no rotor foi aplicada condição de velocidade angular imposta. Com o trabalho foram propostas melhorias na geometria do bocal de entrada do ventilador, e nos tamanhos do duto de saída. Constatou-se que com as mudanças ocorreu uma melhoria significativa na eficiência energética do ventilador, onde foram avaliados os efeitos das novas geometrias sobre o torque, a vazão, a diferença de pressão e eficiência. Além disso, o modelo de turbulência conseguiu representar problemas de recirculação na geometria inicial, e verificou-se que após as alterações obteve-se quase total eliminação dos pontos de recirculação.

Carrillo (2010) desenvolveu um código computacional utilizando a linguagem de programação FORTRAN para modelar o escoamento em uma turbina radial através das simplificações de escoamentos unidimensionais e posteriormente comparou os resultados com uma simulação utilizando o código comercial CFX. Nas condições de contorno foram empregadas condições de pressão total na entrada e pressão estática na saída. Para o estudo foram utilizados os modelos de turbulência  $k-\varepsilon$  *realizable* e SST, onde foi constatado que o modelo SST representa melhor o escoamento na turbina radial. Além disso, foi constatado que o código em FORTRAN apresentou resultados consistentes com os obtidos na simulação, apresentando cerca de 10% de erro.

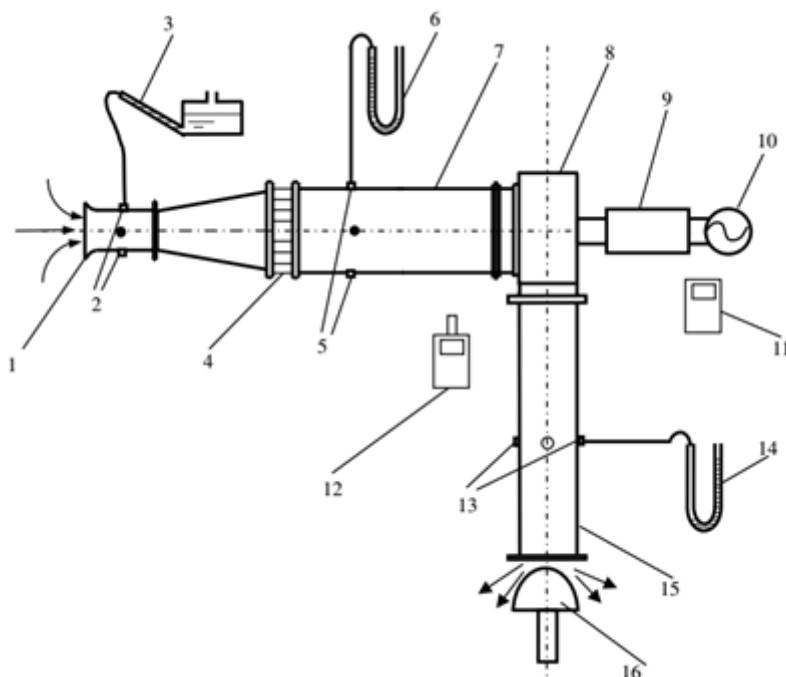
Singh *et al* (2011) estudaram o comportamento de um ventilador radial utilizado na refrigeração de motores de combustão interna. No estudo foram analisados dois rotores distintos através de uma bancada experimental e do método CFD. No estudo foram levantadas as curvas de pressão, potência e eficiência para várias rotações entre 2000 e 6000 RPM através de ambos os métodos. Foram variadas as dimensões dos rotores e os números de pás buscando a geometria de rotor que permitisse a maior eficiência e melhor refrigeração para o motor. As condições de contorno foram de pressão de estagnação na entrada, pressão estática na saída e velocidade angular no rotor, enquanto o modelo de turbulência utilizado foi o  $k-\varepsilon$  *realizable*. Resultados mostraram que para maiores rotações maior a divergência entre os resultados obtidos, sendo que os maiores erros para a eficiência foram de 8%, enquanto para a potência foram de até 35%.

Chunxi, Ling e Yakui (2011) avaliaram o desempenho de um ventilador radial utilizado na admissão e na exaustão de plantas de energia a base de carvão. No estudo foram levantadas as curvas características do ventilador e nível de ruído para o ventilador original e para duas propostas de novos rotores. Para as análises foi utilizado o método CFD com o auxílio do código comercial ANSYS Fluent com o modelo de turbulência  $k-\varepsilon$ . Para a

validação dos dados foi utilizada uma bancada de testes experimentais conforme as normas ISO 5801-1997 e GB2888-2008.

A Figura 6 mostra o layout da bancada experimental utilizada no estudo. Diversos sensores de pressão estática foram posicionados ao longo da tubulação (2, 5 e 13), as medidas de pressão dinâmica foram feitas através de um manômetro inclinado de tubo em U (3 e 14), o ventilador (8) foi ligado ao sensor de torque (9) que se encontrava acoplado ao motor (10) e a rotação foi medida com um tacômetro digital (11). O controle de vazão foi feito através de uma válvula de madeira cônica (16). Com o modelo de bancada utilizada no estudo foi possível obter apenas as curvas características do ventilador, sendo que as regiões de recirculação no rotor e no duto de saída não podem ser avaliadas. A grande vantagem deste tipo de montagem está na menor quantidade de equipamentos e no custo reduzido, além de não necessitar de sondas no interior do ventilador. Os resultados obtidos com a bancada estavam de acordo com as simulações, sendo que o erro máximo obtido foi de 5%.

Figura 6 - Modelo de bancada experimental.



Fonte: Chinxi, Ling e Yakui (2011)

Lin e Tai (2011) realizaram testes de desempenho em um ventilador radial de pás curvas para trás aplicado na refrigeração de computadores. Para isso, foram aplicadas as abordagens experimental e numérica para o problema. Os testes foram de desempenho e ruído foram feitos com base nas normas AMCA 210-99 e CNS-8753. A bancada automatizada



utiliza um ventilador auxiliar ligado ao duto de saída do ventilador principal e com o auxílio de um controlador e de um transdutor de pressão estática permite avaliar a pressão e a vazão do escoamento. A rotação do ventilador foi medida tacômetro fotográfico com acurácia de 0,05% e resolução de 1 RPM. As incertezas de medição para a eficiência e para a pressão, ambas em função da vazão, variaram respectivamente entre 3-6% e 1-3%.

Para as análises numéricas o código comercial ANSYS Fluent foi utilizado, com o modelo de turbulência  $k-\epsilon$  e um sistema de coordenadas móvel (MRF) para tratar o rotor, onde foram obtidas as curvas de pressão e eficiência para o ventilador. Para as simulações envolvendo ruído foi utilizada uma malha móvel e o modelo de turbulência LES, permitindo avaliar as variações de pressão instantâneas. O método MRF permite tratar o rotor como condições de contorno estacionárias, onde o efeito das paredes rotativas é considerado através de um termo adicional nas equações de conservação de quantidade de movimento. Com esse tipo de abordagem foi possível verificar regiões de recirculação ao longo da pá.

Martins (2011) levantou as curvas características de um ventilador radial de pás retas para a mesma bancada utilizada neste trabalho, com uma rotação de 1800 RPM. No estudo foram feitas análises metrológicas e levantadas as incertezas de medição para a rotação, torque, velocidade, vazão e as potências envolvidas. Como objetivo principal do trabalho, buscou-se desenvolver uma evolução da bancada analógica para uma bancada com sensores automatizados, que permitissem avaliar metrologicamente os resultados pelo Método de Monte Carlo.

Com a bancada, foi possível levantar as curvas características do ventilador e constatar que o comportamento das curvas obtidas são os mesmos das curvas fornecidas pelo fabricante. A bancada automatizada forneceu valores de incerteza abaixo do limite para a norma ANSI/AMCA 210-07 e com erro abaixo do encontrado ao utilizar a bancada analógica.

Barhatte, Chopade e Walimbe (2014) analisaram o desempenho de um ventilador radial aplicado no sistema de ar condicionado de veículos através de dados experimentais e de simulações utilizando o código comercial CFX. No estudo, buscou-se avaliar o efeito do ângulo de divergência do ventilador no fluxo volumétrico e na eficiência. Foram utilizados o modelo de turbulência  $k-\epsilon$  *realizable* e condição de pressão na entrada e na saída do rotor, em função dos dados experimentais. Após a comparação entre os resultados experimentais e numéricos, obteve-se um erro máximo de 6%. Após a validação do estudo, constatou-se que os parâmetros utilizados nas condições de contorno e o modelo de turbulência foi apropriado para representar o gradiente de pressão adverso presente na saída do ventilador.

Cibulski e Silva (2015) aperfeiçoaram o projeto de uma turbina do tipo Francis utilizada para a produção de energia elétrica através do método de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) com o código comercial ANSYS CFX. No trabalho, buscou-se compreender o comportamento do escoamento ao longo das pás e propor alterações quanto à geometria e número de pás do rotor. Para representar os efeitos turbulentos, os autores optaram por utilizar o modelo de turbulência SST com intensidade de turbulência de 5% na entrada da turbina. Para o caso da simulação em regime permanente, a condição de *Frozen Rotor* foi utilizada nas paredes do rotor, permitindo que o escoamento ao longo do rotor fixo seja convertido para um rotativo mudando o sistema de referências. Foram utilizadas condições de pressão manométrica na entrada e na saída da turbina com 25 atm e 1,5 atm, respectivamente. Nas demais paredes, foi utilizada a condição de não escorregamento. Foram encontrados vários pontos de recirculação na parede do rotor que diminuía a eficiência da turbina e após as modificações na geometria do rotor o aumento de potência foi de 60%.

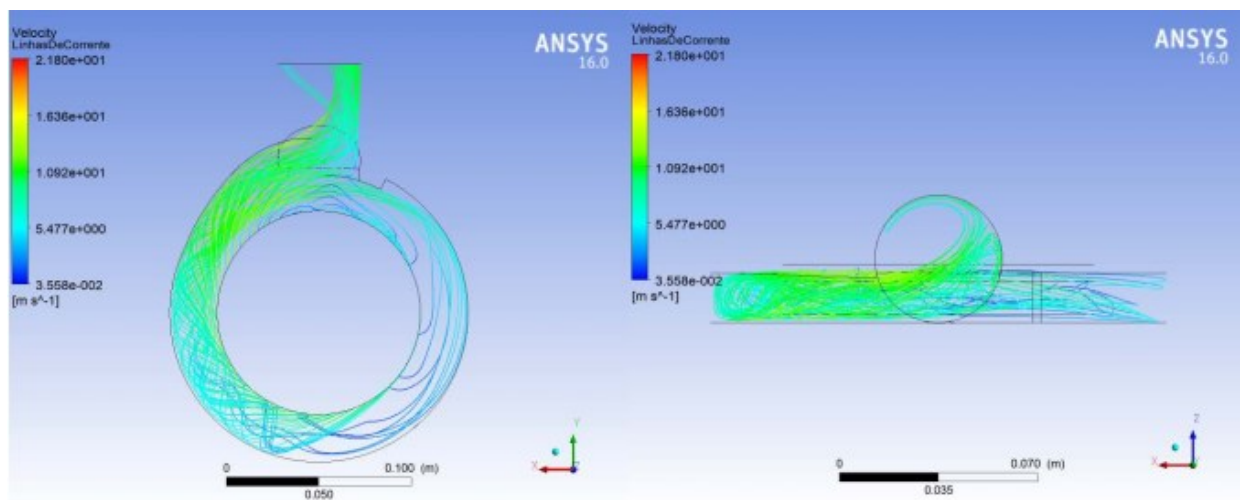
Kothe, Luz e Vecina (2016) desenvolveram projeto e otimização de um ventilador radial utilizando simulações de dinâmica dos fluidos computacional e testes experimentais. No estudo foram comparadas a vazão de saída, consumo de potência e ruído para dois rotores, um com as pás viradas para frente e para trás. Para o estudo foi utilizado o código comercial ANSYS Fluent o modelo de turbulência SST e condições de contorno de pressão atmosférica na entrada e na saída do ventilador. No rotor foi atribuída uma condição de parede rotativa com velocidade de 1750 RPM. Com as alterações propostas através das simulações, obteve-se um aumento de vazão de 67,8 % e uma queda de torque de 33,6%. Além da alteração do tipo de geometria de rotor, foram propostas otimizações na geometria da voluta buscando reduzir a região de recirculação presente na saída do ventilador. Para a validação, foi utilizado um anemômetro digital para medir a velocidade ao longo de 12 pontos da seção transversal da saída. Após a comparação entre os resultados a diferença encontrada foi de 4,7%, abaixo da incerteza de medição, estimada em 5%.

Bortoli (2017) realizou um estudo experimental e numérico para uma bomba centrífuga monoestágio, no qual estudou um rotor fechado e um semiaberto utilizando ambos os métodos. Para a simulação numérica foi utilizado o código comercial CFX. Para o estudo foram utilizadas as condições de pressão total na entrada e vazão mássica na saída. Após a simulação e a comparação entre o modelo numérico e os dados experimentais, constatou-se que existem divergências atribuídas principalmente à geometria da carcaça do compressor. Outra possível fonte de erro atribuída pelo autor foi a utilização do modelo  $k-\epsilon$  *realizable*, que não é tão adequado para representar a separação da camada limite e gradientes de pressão

adversos, quando comparado com o modelo SST. Além disso, foram levantadas as curvas de altura de elevação, eficiência e potência no eixo em função da vazão, que foi variada entre 0 e 40 m<sup>3</sup>/h.

Constatou-se que os menores desvios entre os resultados ocorreram no ponto de máxima eficiência experimental. Com as simulações tornou-se possível constatar que a região de saída da bomba apresentou a maior parte dos pontos de recirculações para o caso com o rotor aberto, como mostra a Figura 7.

Figura 7 - Regiões de recirculação na saída da bomba.



Fonte: Bortoli (2017)

Fu, Feng e Li (2017) realizaram a investigação geral do desempenho de uma microturbina radial com rotor de 10 mm de diâmetro, projetada para operar com rotação máxima de 450000 RPM e entregar uma potência de 50 W. A potência de saída da turbina foi medida de forma indireta através de um compressor com eficiência conhecida, onde foram utilizados sensores de pressão e temperatura na entrada e na saída do compressor e da turbina. Para medir a vazão foram utilizados medidores de vazão digital na entrada e na saída da turbina. Um sensor de vibração também foi utilizado para determinar os regimes de rotação onde a turbina opera de forma instável. O ar na entrada do compressor foi filtrado para diminuir a umidade e poeira. Todos os sensores possuem precisão de até 2%.

A bancada permitiu levantar as curvas de eficiência e vazão mássica em função da razão de expansão da turbina em várias rotações. Com o sensor de vibração foram encontradas oscilações de até 10 µm e pontos de operação com problema. Os resultados experimentais foram comparados com trabalhos de simulação numérica também realizados,

onde foram encontrados desvios de até 10%, muito acima dos desvios encontrados em turbinas convencionais.

Burgmann et al. (2018) investigaram a eficiência e o desempenho de um ventilador radial aplicado em plantas de energia utilizando análises numéricas e experimentais, com o objetivo de alterar a geometria dos componentes para reduzir regiões de recirculação. No estudo a geometria completa do rotor foi modelada usando a aproximação quase estática no software ANSYS CFX. A condição de pressão e temperatura total foi aplicada na entrada e fluxo de massa na saída foram aplicadas como condições de contorno. A condição de velocidade rotativa foi aplicada nas superfícies do rotor e o modelo de *Frozen Rotor* foi aplicado na interface entre o rotor e o estator, sendo que o modelo de turbulência utilizado é o SST. A malha utilizada é tetraédrica com elementos prismáticos adicionais próximos a parede de todos os componentes, que permitiram atingir valores de  $Y^+$  médio de 2,76 para o rotor.

Ao comparar os resultados experimentais com os numéricos, foi possível concluir que o uso do modelo *Frozen Rotor* para a transição entre o domínio rotacional e o estacionário causa alterações no resultado, indicando valores de pressão acima dos obtidos nos resultados experimentais. Por conta disso, o escoamento no interior do rotor é subestimado. Conforme as alterações propostas na geometria do rotor foram possíveis de se obter um aumento de 7% na eficiência do ventilador, sendo que os resultados experimentais e numéricos apresentaram coerência quanto ao comportamento do ventilador.

Com base nos trabalhos previamente apresentados, principalmente nos trabalhos de Fogal (2009) e Chunxi, Ling e Yakui (2011), pode-se notar uma tendência de uma abordagem experimental com o uso de manômetros de pressão estática em formato de U para a medida de pressão estática e tubos de Pitot para as medidas indiretas de velocidade, ambos na entrada na saída do ventilador. Fazendo também o uso de transdutores de torque e sensores de rotação. Esta abordagem se mostrou satisfatória para a obtenção das curvas características do ventilador com perfil parabólico, em especial para a eficiência e para a pressão estática.

Para a abordagem numérica, pôde-se notar que o modelo *Frozen Rotor* é o mais indicado para obter uma estimativa do escoamento em regime permanente de uma máquina de fluxo, principalmente pelo baixo custo computacional associado a simulação visto que o mesmo não necessita de uma malha móvel. Como principais fontes de erros previstas no modelo se destacaram a desconsideração de efeitos transientes durante a simulação e o de se realizar a análise para apenas uma posição instantânea do rotor, podendo haver pontos alternados de recirculação dependendo da posição do mesmo. Quanto ao modelo de turbulência os modelos que mais se destacaram foram o modelo k- $\epsilon$  e o modelo SST. O

modelo k- $\epsilon$  se mostrou adequado apenas para uma estimativa inicial do escoamento, já o modelo SST permitiu uma melhor estimativa dos resultados, tendo um maior desvio apenas para a pressão estática com o aumento da vazão do ventilador. A abordagem utilizando os modelos *Frozen Rotor* e SST foi melhor detalhada nos trabalhos de Cibulski e Silva (2015), Bortoli (2017) e Burgmann et al. (2018).

### 3 METODOLOGIA

Neste capítulo, é mostrada a metodologia adotada para a abordagem experimental e numérica. Inicialmente foram realizados testes em bancada para se obter variáveis como as pressões estáticas e dinâmica, juntamente com torque e a rotação no eixo do ventilador, que permitem obter as curvas características do ventilador. As medidas de velocidade na saída do ventilador foram executadas inúmeras vezes para diferentes pontos ao longo da seção transversal, variando também a abertura de válvula na saída do ventilador. Após a realização das medidas, foram calculadas as incertezas de medição para os testes experimentais.

Os parâmetros de entrada para a abordagem analítica foram retirados dos testes experimentais, sendo que a modelagem do problema físico, as condições de contorno, a seleção do modelo de turbulência e do modelo de interface rotativa foram escolhidos com base na literatura previamente apresentada. Após a obtenção dos resultados, os resultados entre cada uma das abordagens foram comparados e validados.

#### 3.1 BANCADA PARA ENSAIOS EM VENTILADORES CENTRÍFUGOS

Neste capítulo são apresentados os equipamentos utilizados para o desenvolvimento experimental do trabalho. O ventilador radial é conectado a uma tubulação com diâmetro de 65 mm e ao longo da tubulação foi colocado um tubo de Pitot para a aferição da vazão. A área de seção transversal na saída é de  $3,32 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$ .

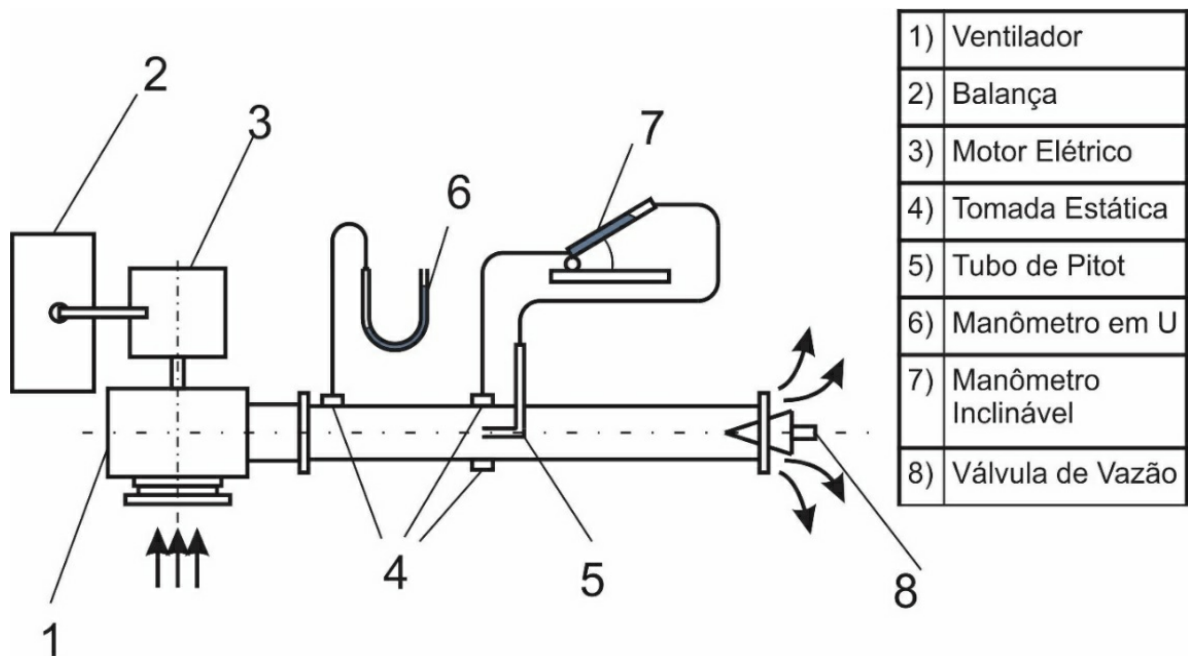
O tubo de Pitot foi montado com um mecanismo que permita o seu deslocamento ao longo da seção transversal do tubo, com isso é possível avaliar a pressão dinâmica ao longo da seção com o auxílio de um micro manômetro inclinável de coluna de álcool. Através deste mecanismo é possível avaliar a variação do perfil de velocidades ao longo da seção transversal do tubo, e posteriormente avaliar a vazão na entrada e na saída do tubo (NICOLAU; GÜTHS, 2001). A Figura 8 mostra a bancada de testes para o ensaio experimental e a Figura 9 ilustra o layout da bancada equipada com os equipamentos de medição.

Figura 8 - Bancada experimental para o ventilador centrífugo.



Fonte: Nicolau e Güths (2001).

Figura 9 - Layout da bancada



Fonte: Autor (2018)

### 3.1.1 Procedimento Experimental

Na Tabela 1 são descritos os equipamentos utilizados, suas respectivas funções e onde foram aplicados.

Tabela 1 - Equipamentos utilizados.

Equipamento	Posição	Função
Tubo de Pitot em conjunto com micro manômetro inclinável	No interior da seção transversal do tubo, próximo à saída do tubo	Avaliar a pressão dinâmica do escoamento, com isso pode-se avaliar a velocidade e a vazão do escoamento.
Manômetro de pressão estática	Na saída do ventilador	Avaliar a pressão estática na saída do ventilador.
Paquímetro Digital	Acoplado ao tubo de Pitot	Deslocar o tubo de Pitot ao longo da seção transversal, com isso é possível avaliar o perfil de velocidades.
Motor Elétrico Trifásico de 3 HP	O motor foi acoplado ao ventilador radial em balanço apoiado com um braço de alavanca sobre uma balança	Transfere a potência e o torque necessários para fazer o rotor girar.
Inversor de Frequência	Ligado ao motor	Alterar a frequência da corrente que alimenta o motor, por consequência alterando a rotação do rotor
Balança Digital	Abaixo do apoio do braço de alavanca do motor	Avaliar o torque no motor
Lâmpada Estroboscópica	Apontada para o eixo do motor	Avaliar a rotação do motor
Válvula restritora de vazão cônica	Acoplada na saída do tubo	Alterar a vazão do escoamento

Fonte: Autor (2018)

Antes de iniciar as medidas, foram medidas a temperatura e pressão com o auxílio de um barômetro de mercúrio e um termômetro digital, respectivamente, buscando estabelecer as condições ambientais nas quais os experimentos foram realizados. A temperatura e pressão medidas foram de 25°C e 765,2 mmHg (1atm), respectivamente. As curvas características do ventilador (potência de eixo, eficiência, altura dinâmica e pressão estática) foram obtidas em função da variação das frequências de funcionamento do motor, utilizando o inversor de frequência. A Figura 10 mostra o inversor utilizado.



Figura 10 - Inversor de Frequência.



Fonte: Autor (2018)

Com o auxílio da lâmpada estroboscópica, foram medidas as rotações do eixo para as frequências de 20, 25 e 30 Hz, resultando em 1192, 1486 e 1776 RPM, respectivamente. A Figura 11 mostra a lâmpada estroboscópica utilizada para aferir a velocidade do eixo.

Figura 11 - Lâmpada estroboscópica.



Fonte: Autor (2018)

Para cada uma das rotações, a vazão foi variada com auxílio da válvula de restrição de vazão manual, partindo da válvula totalmente aberta (máxima vazão) até a válvula totalmente fechada (mínima vazão). Esta válvula respeita a norma ANSI/AMCA 210-07, que diz que o diâmetro final do cone deve ser o mesmo da tubulação e a válvula deve ser colocada na saída do tubo, como mostra a Figura 12.

Figura 12 - Válvula de restrição de vazão.



Fonte: Autor (2018)

Para estipular a posição de fechamento de válvula, foi alterada a posição da válvula até o ponto onde fosse possível identificar uma alteração na pressão estática, medida no sensor posicionado na saída do ventilador. Para cada uma das vazões foi encontrada pressão estática através do sensor de pressão na saída do ventilador.

O motor foi montado sobre dois mancais de rolamento na sua estrutura de fixação, sendo que a mesma não possuía restrição de rotação quando o mesmo entrava em operação. Com isso motor realizava uma rotação no sentido contrário do rotor, fazendo com que o pino de apoio fosse forçado contra a balança permitindo realizar a medida de torque. O torque foi encontrado através da balança com capacidade de 15 Kg e resolução de 5 g que servia de apoio para o braço de alavanca no motor, este com 42 cm de comprimento, que foi medido com uma trena de 3,5 m com resolução de 1 mm. O cálculo do torque foi feito a partir da massa na balança e convertida para a unidade de força. A Figura 13 mostra como foi feita a medida de torque.

Figura 13 - Medição do Torque.



Fonte: Autor (2017)

Para cada vazão o Tubo de Pitot acoplado ao mecanismo com paquímetro digital foi deslocado em 8 pontos ao longo da seção transversal. Os pontos são apresentados na Tabela 2.

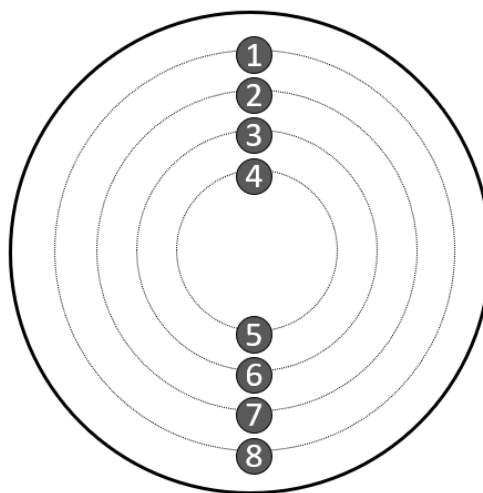
Tabela 2 - Pontos de medição de vazão.

Pontos	Posição do paquímetro digital (mm)	Indicação do paquímetro (mm)
1	$0,0323 \cdot D$	2,00
2	$0,1047 \cdot D$	6,59
3	$0,1938 \cdot D$	12,21
4	$0,3232 \cdot D$	20,36
5	$0,3536 \cdot D$	42,64
6	$0,6124 \cdot D$	50,79
7	$0,7906 \cdot D$	56,4
8	$0,9354 \cdot D$	60,96

Fonte: Autor (2018)

A Figura 14 mostra como foram distribuídos os pontos de medição ao longo da seção transversal para avaliar o perfil de velocidades.

Figura 14 - Pontos de medição do perfil de velocidades.



Fonte: Autor (2018)

As tomadas de pressão dinâmica foram repetidas 5 vezes para cada um dos pontos, visto que tal grandeza varia em função da turbulência no escoamento. Com isso é possível avaliar o valor médio da pressão dinâmica e o desvio para estas medidas. O paquímetro utilizado possui escala de medição em milímetros, com faixa de medição de 0 a 150 mm e

resolução de 0,01 mm. A Figura 15 mostra o mecanismo utilizado para variar a posição do tubo de Pitot ao longo da seção transversal do tubo.

Figura 15 - Tubo de Pitot acoplado ao paquímetro.

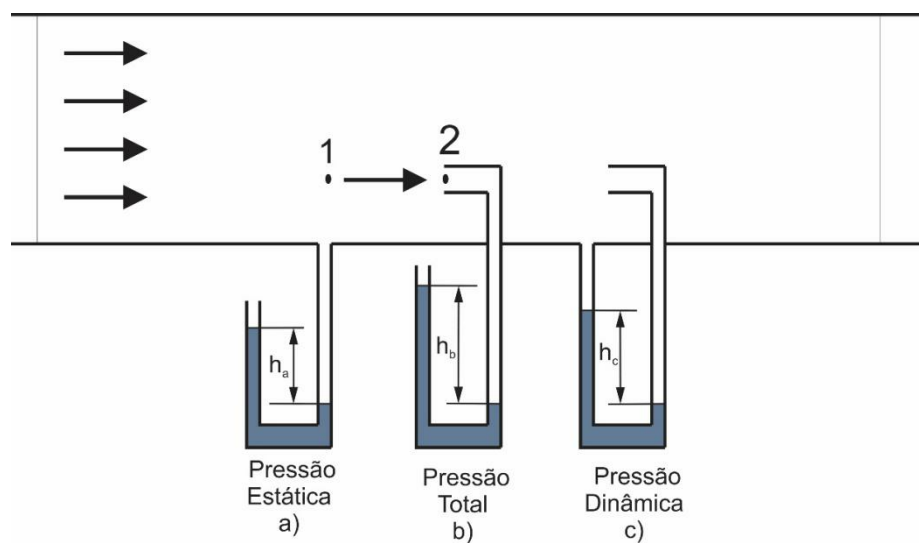


Fonte: Autor (2018)

### 3.1.2 Tubo De Pitot

O Tubo de Pitot é um instrumento utilizado para a medição da pressão de estagnação e estática. A Figura 16 mostra como são feitas as medidas de pressão estática, total e dinâmica.

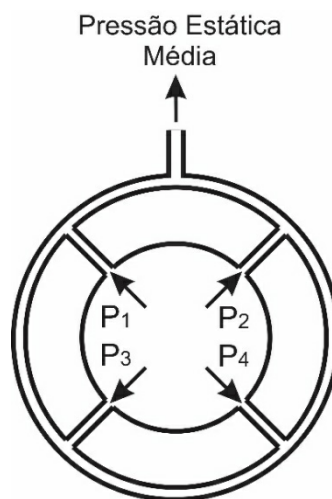
Figura 16 - Métodos de leitura de pressão estática, total e dinâmica.



Fonte: Autor (2018)

A pressão estática é a pressão que pode ser medida quando o sensor estiver posicionado de forma perpendicular ao sentido do escoamento, desta forma não é medida a parcela da pressão dinâmica. Para que a pressão estática possa ser medida deve ser feito um furo na parede do tubo, como no sensor (a) e para a obtenção de um valor médio da pressão estática em um determinado ponto, pode ser usada mais de uma tomada de pressão ao longo da seção (BENEDICT, 1984). A Figura 17 mostra a forma da tomada de pressão estática média utilizada em um dos lados do manômetro inclinável. Vale-se destacar que logo após a saída do ventilador foi utilizada apenas uma tomada de pressão estática, realizada no topo da seção transversal do tubo.

Figura 17 - Tomada de pressão média.



Fonte: Autor (2018)

Com o sensor em (b) é possível avaliar a pressão manométrica total do escoamento pois a entrada do tubo está contra a direção do escoamento e a outra extremidade está aberta para a atmosfera. O tubo (c) constitui o Tubo de Pitot e com ele pode-se avaliar o efeito da pressão dinâmica de forma isolada, para isso é necessário utilizar o princípio dos tubos (a) e (b). Como a entrada e a saída do tubo estão conectadas ao duto por onde passa o escoamento, o lado esquerdo sofre a influência da pressão estática, enquanto o lado direito sofre influência da pressão total. Como essas pressões se opõem, a diferença de pressão entre os dois lados do fluido permite com que a parcela da pressão estática que entra pelo lado esquerdo do tubo seja subtraída da pressão total, resultando na pressão dinâmica. As alturas  $h_a$ ,  $h_b$  e  $h_c$  permitem a aferição das pressões estática, total e dinâmica, respectivamente (FOX; MCDONAL, 1981).

A equação que governa o princípio físico por trás do Tubo de Pitot é a Equação de Bernoulli. Com ela é possível relacionar a variação de velocidade e pressões ao longo de uma linha de fluxo. Para que ela seja válida, deve-se assegurar um escoamento em regime permanente, incompressível, sem fricção e analisar o escoamento ao longo de uma linha de fluxo. No caso de um ventilador radial a variação de pressão é baixa, resultando em uma baixa variação de pressão e permitindo com que esta abordagem seja aplicada. A Equação 1 mostra a Equação de Bernoulli.

$$\frac{p_1}{\rho_f} + \frac{V_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho_f} + \frac{V_2^2}{2} \quad (1)$$

Onde  $p$  é a pressão estática,  $V$  é a velocidade do escoamento,  $\rho_f$  é a massa específica do fluido e os sub índices 1 e 2 representam a entrada e a saída do tubo de Pitot, respectivamente.

Com a equação de Bernoulli, é possível encontrar a pressão total ( $p_{total}$ ) do escoamento, assumindo que o fluido está completamente parado no ponto 2 da Figura 16, como mostrado na Equação 2.

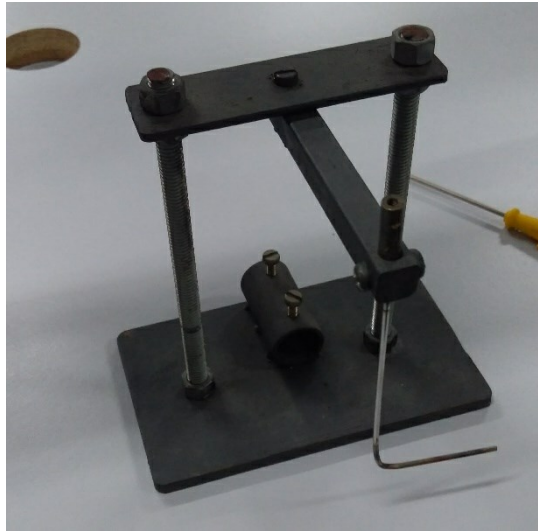
$$p_{total} = p_2 = p_1 + \frac{\rho_f V_1^2}{2} \quad (2)$$

A partir da Equação 2 e relacionando as pressões com a diferença de altura medida no manômetro e da massa específica do fluido manométrico, pode-se encontrar a velocidade do escoamento, como mostrado na Equação 3.

$$V = \sqrt{2gh \frac{\rho_m - \rho_f}{\rho_f}} = \sqrt{\frac{2p_{din}}{\rho_f}} \quad (3)$$

Onde  $\rho_m$  é a massa específica do fluido manométrico,  $h$  é a altura lida no manômetro e  $p_{din}$  é a pressão dinâmica do escoamento. Vale ressaltar que para o trabalho em questão o manômetro utilizado apresentava a pressão dinâmica de forma direta, sendo assim é possível utilizar a equação em função da pressão dinâmica. A Figura 18 mostra o tubo de Pitot utilizado na bancada experimental.

Figura 18 - Tubo de Pitot.



Fonte: Autor (2018)

### 3.1.3 Obtenção Da Vazão

O Tubo de Pitot pode ser utilizado para medir, de forma indireta, a vazão (Q) do escoamento a partir velocidade medida ao longo de vários pontos da seção. Para isso é necessário realizar uma integração de uma função que representasse o perfil de velocidade ao longo da seção do tubo, como mostrado na Equação 4.

$$Q = \int v dA \quad (4)$$

Como a medida foi feita em vários pontos ao longo da seção, ao invés de se obter a função que descreve o perfil de velocidades, pode-se aproximar a integral por um somatório, como descrito na Equação 5. Para isso deve-se dividir a área de seção do tubo em N elementos com área  $A_i$  e avaliar a velocidade  $v_i$  do escoamento nesta área. O somatório do produto  $v_i A_i$  fornece o valor da vazão ao longo do escoamento.

$$Q = \sum_{i=1}^N v_i A_i \quad (5)$$

Diversos métodos já foram empregados para a divisão da seção, levando em conta tubos circulares (r) ou retangulares (x) (NICOLAU; GÜTHS, 2001). Para esses métodos a

área  $A_i$  foi dividida pela área total do tubo  $A$  e esta razão foi denominada de peso  $w_i$ . A Equação 6 mostra como calcular a vazão no tubo em função dos pesos  $w_i$ .

$$Q = A \sum_{i=1}^N v_i \frac{A_i}{A} = A \sum_{i=1}^N v_i w_i \quad (6)$$

Dentre os principais métodos para definir os pontos de medição, vale-se ressaltar o método das áreas iguais, o método de Newton, o método de Chebyshev e o método de Gauss.

No método das áreas iguais as áreas são divididas igualmente ao longo da seção do tubo, com isso todos os pesos são iguais. A vantagem deste método está na simplicidade, visto que se deve encontrar a média das velocidades e multiplicar pela área do tubo.

No método de Newton as medidas são feitas em pontos uniformemente espaçados ao longo da seção, com a peculiaridade de que o primeiro ponto a ser medido deve ser na superfície do tubo, onde a velocidade é nula e o último ponto é posicionado no meio da seção transversal, onde a velocidade deve ser máxima. Com isso um dos pontos não contribui com informações sobre o escoamento.

O método de Chebyshev e o de Gauss foram desenvolvidos buscando reduzir o erro atribuído às medidas. Em ambos os casos os pontos são posicionados de forma apropriada para reduzir o erro. O método de Gauss apresenta o menor erro entre os quatro métodos (NICOLAU; GÜTHS, 2001).

Pela simplicidade foi adotado o método das áreas iguais para o desenvolvimento deste trabalho. Os coeficientes utilizados para a seleção dos pontos de medição são apresentados na Tabela 3.



Tabela 3 - Métodos de divisão da seção transversal.

Número de pontos	Áreas Iguais			Newton		
	X	R	W	X	R	W
2	0,2500	0,5000	0,5000	0,0000	0,0000	0,5000
	0,7500	0,8660		1,0000	1,0000	
3	0,1667	0,4082	0,3333	0,0000	0,0000	0,1667
	0,5000	0,7071		0,5000	0,7071	0,6667
	0,8333	0,9129		1,0000	1,0000	0,1667
4	0,1250	0,3536	0,2500	0,0000	0,0000	0,1250
	0,3750	0,6124		0,3333	0,5774	0,3750
	0,6250	0,7906		0,6666	0,8165	0,3750
	0,8750	0,9354		1,0000	1,0000	0,1250
Número de pontos	Chebyshev			Gauss		
	X	R	W	X	R	W
2	0,2113	0,4597	0,5000	0,2113	0,4597	0,5000
	0,7887	0,8881		0,7887	0,8881	
3	0,1464	0,3827	0,3333	0,1127	0,3357	0,2778
	0,5000	0,7071		0,5000	0,7071	0,4444
	0,8536	0,9239		0,8873	0,9420	0,2778
4	0,1027	0,3203	0,2500	0,0694	0,2635	0,1739
	0,4072	0,6382		0,3300	0,5745	0,3261
	0,5928	0,7699		0,6700	0,8185	0,3261
	0,8973	0,9473		0,9306	0,9647	0,1739

Fonte: Nicolau e Güths (2001).

Para tubos com seção transversal retangular, deve-se utilizar a posição em coordenadas cartesianas (x), enquanto para tubos com seção transversal circular deve-se utilizar a posição em coordenadas polares (r).

### 3.1.4 Regime Do Escoamento

O escoamento de um fluido no interior de uma tubulação pode ser caracterizado como laminar ou turbulento. O número de Reynolds (Re) é um número adimensional que permite determinar o tipo de escoamento na canalização. O número de Reynolds pode ser encontrado em função da massa específica do fluido ( $\rho$ ), da velocidade do escoamento (V), do diâmetro da tubulação (D) e da viscosidade absoluta do fluido ( $\mu$ ) como mostra a Equação 6.

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (7)$$

Escoamentos laminares em dutos circulares são estáveis e ocorrem para escoamentos com números de Reynolds abaixo de 2300, sendo que este escoamento se caracteriza por camadas planas ou concêntricas dependendo da forma do tubo, sem que ocorra a troca de partículas do fluido entre as camadas.

Escoamentos turbulentos em dutos circulares ocorrem para números de Reynolds acima de 2300, sendo que ao contrário do escoamento laminar, no regime turbulento ocorre uma elevada mistura do fluido com oscilações no campo tridimensional de pressão e velocidade. O movimento das partículas não possui caminho definido, possuindo trajetórias complicadas (FOX; MCDONAL, 1981).

### 3.1.5 Curvas Características Do Ventilador

A altura dinâmica ou de elevação (H) é uma forma de representar a energia total fornecida ao fluido na forma de uma altura e posteriormente converter a mesma para uma energia potencial. A altura dinâmica pode ser encontrada em função da diferença de pressão estática, das velocidades e das alturas entre a entrada e a saída do ventilador, como mostra a Equação 11.

$$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad (11)$$

A potência hidráulica ( $P_{hid}$ ) pode ser encontrada a partir de uma energia potência disponível caso o fluido passe por um desnível com altura igual a altura dinâmica. A potência hidráulica é encontrada em função da vazão (Q), da altura dinâmica (H), da massa específica e da gravidade, como mostra a Equação 12.

$$P_{hid} = QH\rho g \quad (12)$$

A potência mecânica representa a potência gasta pelo motor acoplado ao ventilador para que o ventilador opere. Com a massa medida na balança (m), o comprimento do braço de alavanca (b), a gravidade (g) e da rotação do eixo (n), pode-se avaliar a potência mecânica, como mostra a Equação 13.

$$P_m = \frac{2\pi}{60} mgbn \quad (13)$$

O rendimento do ventilador pode ser encontrado pela razão entre a potência hidráulica e a potência mecânica, como mostra a Equação 14.

$$\eta = \frac{P_{hid}}{P_m} \quad (14)$$

### 3.2 MODELAGEM NUMÉRICA

Para avaliar o comportamento do escoamento no interior do ventilador, foi utilizada uma abordagem através da dinâmica dos fluidos computacional (CFD) a partir do software ANSYS CFX. Ao analisar um escoamento em regime permanente utilizando o método CFD, são resolvidas as equações que governam o fenômeno físico em questão, neste caso as equações da conservação da massa e da quantidade de movimento ao longo dos volumes diferenciais da malha. O modelo tridimensional permite englobar toda a geometria do rotor e da carcaça, sendo possível avaliar o escoamento ao longo destes componentes. Neste trabalho considerou-se que o ar é um fluido newtoniano, incompressível e com viscosidade constante, sendo que a aproximação para o ar como fluido incompressível só é válida para casos onde a pressão na saída do ventilador é muito baixa. O escoamento foi considerado isotérmico a uma temperatura de 298 K. Neste capítulo são apresentadas as equações resolvidas através do método CFD, os modelos de turbulência, a geometria, a malha e as condições de contorno utilizadas.

Como comentado anteriormente, a resolução numérica do problema se baseia através da resolução das equações de conservação de massa e quantidade de movimento com análise de erro baseada no valor residual máximo. Como revisão mais detalhada das equações, pode-se utilizar a referência Versteeg e Malalasekera (1995).

#### 3.2.1 Equações De Conservação

As equações de conservação da massa e da quantidade de movimento permitem descrever o escoamento tridimensional de um fluido. A Equação 8 mostra a conservação da

massa para um escoamento sem geração de massa, sendo  $\rho$  a massa específica,  $t$  o tempo,  $u$  a velocidade do fluido e  $x$  a direção da coordenada.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u_i) = 0 \quad (8)$$

A Equação 9 mostra a conservação da quantidade de movimento linear, no  $\tau_{ij}$  é o tensor tensão para fluidos newtonianos, com viscosidade dinâmica constante, como mostra a Equação 10.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (9)$$

$$\tau_{ij} = -p \cdot \delta_{ij} + \mu \cdot \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (10)$$

Sendo  $p$  a pressão,  $\mu$  é a viscosidade dinâmica,  $\delta_{ij}$  é o delta de Kronecker. Neste caso a viscosidade foi considerada constante, visto que o efeito da variação da viscosidade é muito menor que os efeitos turbulentos.

### 3.2.2 Turbulência

A natureza turbulenta do escoamento em ventiladores de pás retas tem forte influência no seu funcionamento, principalmente no que se refere a seu desempenho. Um escoamento turbulento é composto por várias escalas de movimento, com diferentes velocidades e tamanhos.

Uma forma de tratar estes efeitos é através de aproximações por modelos de turbulência. Modelos mais simples são resolvidos a partir de médias de Reynolds, utilizando as equações médias de Reynolds aplicadas a Navier-Stokes (RANS - *Reynolds Averaged Navier Stokes*), que utiliza os valores médios de pressão, temperatura e velocidade. Neste caso a turbulência é considerada a partir de efeitos que causam variações no tensor de Reynolds. Como exemplos de modelos de turbulência tem-se os modelos  $k$ - $\epsilon$  e  $k$ - $\omega$  (MENTER, 2009).

### 3.2.3 Modelos De Turbulência

Os modelos k- $\epsilon$ , k- $\omega$  e *Shear Stress Transport* (SST) são modelos de viscosidade turbulenta baseados em duas equações parciais diferenciais, ou seja, além de usarem as equações de Navier-Stokes, se baseiam também em duas equações de transporte para duas propriedades turbulentas. A primeira é a equação para a energia cinética turbulenta (k) e a segunda representa a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta ( $\epsilon$ ) ou a taxa de dissipação específica ( $\omega$ ).

O modelo k- $\epsilon$  consegue descrever escoamentos turbulentos desenvolvidos de forma razoável, com boa precisão de resultados, porém é incapaz de prever escoamentos precisos com gradiente de pressão adversa, sendo indicado para estimativas grosseiras do campo de velocidades e pressão em um escoamento. Já o modelo k- $\omega$  consegue representar com maior precisão de resultados para descolamentos de camada limite com gradiente de pressão adverso, porém ainda falha em representar com precisão escoamentos plenamente desenvolvidos.

O modelo SST combina as vantagens dos modelos k- $\epsilon$  e k- $\omega$  para prever efeitos turbulentos em escoamentos, particularmente com objetivo de prever o descolamento da camada limite sob elevados gradientes de pressão adversa, em especial sendo testado e validado com bons resultados contra vários problemas relacionados à turbo máquinas. Para melhor representar os efeitos turbulentos, o modelo leva em consideração a distância em que o escoamento está de uma determinada superfície, utilizando como base o modelo k- $\epsilon$  para representar os efeitos turbulentos longe da região de descolamento da camada limite e o modelo k- $\omega$  para a região do escoamento próxima a superfície, sendo que o modelo possui um limitador para evitar o aumento da turbulência nas regiões de estagnação (ARGYROPOULOS; MARKATOS, 2015). Para este modelo, são utilizadas constantes baseadas nas constantes empíricas dos modelos k- $\epsilon$  e k- $\omega$ , que dependem também de funções de transição entre os dois modelos (MENTER, 2009).

Como os escoamentos turbulentos são fortemente afetados pela presença de paredes, faz-se necessário um tratamento especial para assegurar que a tensão de cisalhamento na parede e a taxa de transferência de calor sejam fortemente independentes da resolução, por conta disso são utilizadas funções semi-empíricas que dependem da distância adimensional ( $y^+$ ). Essas funções são utilizadas para modelar a área do escoamento afetada pela parede e

conectar essa região com a região de escoamento livre. Para o modelo SST, o valor de  $y^+$  deve ser menor do que 1, tendo seu tratamento realizado de forma automática (ANSYS, 2014).

### 3.2.4 Frozen Rotor

No modelo *Frozen Rotor*, o sistema de referência do domínio do rotor é alterado, mas a posição relativa das malhas dos componentes ao longo da interface é fixa. Os dois sistemas de coordenadas são posicionados de modo que ambos tenham uma posição relativa fixa ao longo do cálculo. Este modelo produz resultados em regime permanente para problemas com múltiplas referências, onde as aproximações quase permanentes utilizadas são baixas quando a velocidade com a qual o escoamento passa pelo volume é grande em relação a velocidade do rotor na interface, desconsiderando os efeitos turbulentos transientes. Este modelo requer o menor esforço computacional entre os modelos disponíveis no CFX. Como desvantagens deste modelo, não são modelados os efeitos transientes nas interfaces. Erros de modelagem podem ocorrer quando a suposição quase estática não for aplicável. Além disso, as perdas ocorridas no escoamento transiente real onde o escoamento é misturado entre regiões estacionárias e reais também não são modeladas.

A mudança de passo automática é a configuração padrão para considerar a mudança de passo entre componentes. Essa razão de passo é dada pela razão entre as áreas dos dois componentes, sendo que as duas faces devem ter a mesma extensão radial ou axial, podendo apenas diferir na direção de rotação do sistema de referência. Isso significa que as duas superfícies da interface devem estar sobre a superfície de revolução. Todas as propriedades do escoamento são dimensionadas com base na mudança de passo (ANSYS, 2014).

No modelo de interface de periodicidade rotacional, os dois lados da interface periódica são mapeados por uma única transformação rotacional sobre o eixo, sendo utilizado principalmente para analisar o escoamento em uma única pá de um rotor de uma máquina de fluxo.

### 3.2.5 Geometria

Para verificar as dimensões do ventilador e da voluta, a tampa frontal do ventilador foi desmontada, permitindo com que fossem medidas as dimensões internas da voluta, além do espaçamento entre os componentes. Como se pode observar na Figura 19 apenas a tampa

frontal da voluta era possível de ser removida, o que dificultou a medição das dimensões internas deste componente, principalmente as dimensões da voluta, visto que a mesma só pode ser vista removendo o rotor.

Figura 19 - Ventilador desmontado.



Após o levantamento das dimensões de todos os componentes até o bocal de saída, a geometria do rotor e da voluta foram modeladas utilizando o software CAD Solidworks 2018. A Tabela 4 apresenta as principais dimensões do rotor.

Tabela 4 - Dimensões do Rotor.

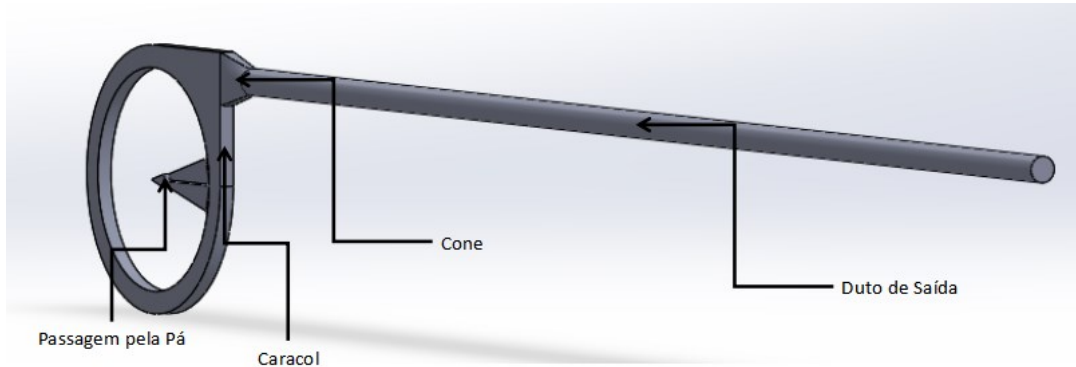
<b>Número de Pás</b>	12
<b>Diâmetro Interno [mm]</b>	118
<b>Diâmetro Externo [mm]</b>	490
<b>Altura de Pá na Entrada [mm]</b>	19
<b>Altura de Pá na Saída [mm]</b>	17
<b>Espessura de Pá [mm]</b>	3

Fonte: Autor (2018)

Após da modelagem do domínio a ser simulado, a geometria foi seccionada em 4 subdomínios, sendo eles: a Região da pá, Cone, Caracol e Duto de saída. Optou-se por utilizar esta configuração para facilitar o processo de geração da malha, além de permitir que fosse utilizada a condição de periodicidade na região da pá durante a etapa de aplicação das

condições de contorno, o que reduz o tempo de simulação e poupa os recursos computacionais. A Figura 20 mostra a vista isométrica da geometria do rotor.

Figura 20 - Geometria.

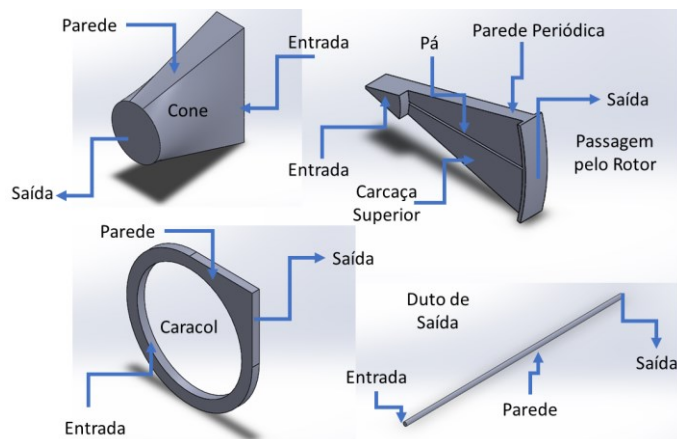


Fonte: Autor (2018)

### 3.2.7 Condições De Contorno

Para o estudo, considerou-se que o ar é um fluido newtoniano, com viscosidade constante e compressível. O escoamento foi considerado isotérmico e a temperatura considerada nas simulações foi de 298K. As medidas foram realizadas a uma pressão atmosférica de 1 atm. Para essas condições a viscosidade do ar é de  $\mu=15,5 \cdot 10^{-6}$  Pe·s e a massa específica é de  $\rho=1,185$  Kg/m<sup>3</sup>. A aceleração da gravidade foi considerada  $g=9,8066$  m/s<sup>2</sup> e para todas as simulações após o refino foram utilizadas 3 pás para o rotor. A intensidade de turbulência na entrada do ventilador foi assumida como 5%. A Figura 21 mostra as superfícies em que foram aplicadas as condições de contorno.

Figura 21 - Condições de contorno.





Fonte: Autor (2018)

As Tabelas 5, 6, 7 e 8 apresentam respectivamente as condições de contorno do rotor, caracol, cone e duto de saída. A Tabela 9 apresenta as condições de contornos aplicadas nas interfaces.

Tabela 5 - Condições de contorno da passagem pelo rotor.

<b>Passagem pelo Rotor:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Movimento do domínio: Rotacional (Velocidade Angular)</li> <li>• Eixo de Rotação: Z Global</li> <li>• Transferência de Calor: Isotérmico (298 K)</li> <li>• Pressão de referência: 1 atm</li> </ul>	<b>Entrada:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Entrada estática: Pressão total relativa (<math>P = 0</math> Pa)</li> </ul>
	<b>Carcaça Inferior:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Parede: sem escorregamento</li> <li>• Tipo de sistema: Rotativo</li> </ul>
	<b>Carcaça Superior:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Parede: sem escorregamento (<math>\mu=0</math>)</li> <li>• Tipo de sistema: Rotativo</li> </ul>
	<b>Pá:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Parede: sem escorregamento</li> <li>• Tipo de sistema: Rotativo</li> </ul>
	<b>Saída:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Interface Passagem pelo Rotor/Caracol</li> </ul>
	<b>Parede periódica 1:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Interface Periódica</li> </ul>
	<b>Parede periódica 2:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Interface Periódica</li> </ul>

Fonte: Autor (2018)

Tabela 6 - Condições de contorno do caracol.

<b>Caracol:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Movimento do domínio: Estacionário</li> <li>• Transferência de Calor: Isotérmico (298 K)</li> <li>• Pressão de referência: 1 atm</li> </ul>	<b>Entrada:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Interface Passagem pelo Rotor/Caracol</li> </ul>
	<b>Paredes:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Parede: sem escorregamento</li> </ul>
	<b>Saída:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Interface Caracol/Cone</li> </ul>

Fonte: Autor (2018)

Tabela 7 - Condições de contorno do cone.

<b>Cone:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Movimento do domínio: Estacionário</li> <li>• Transferência de Calor: Isotérmico (298 K)</li> <li>• Pressão de referência: 1 atm</li> </ul>	<b>Entrada:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Interface Caracol/Cone</li> </ul>
	<b>Parede:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Parede: sem escorregamento</li> </ul>
	<b>Saída:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Interface Cone/Duto de Saída</li> </ul>

Fonte: Autor (2018)

Tabela 8 - Condições contorno para o Duto de Saída.

<b>Duto de Saída</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Movimento do domínio: Estacionário</li> <li>• Transferência de Calor: Isotérmico (298 K)</li> <li>• Pressão de referência: 1 atm.</li> </ul>	<b>Entrada:</b> Interface Cone/Duto de saída	
	<b>Parede:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Parede: sem escorregamento</li> </ul>	
	<table> <tr> <td> <b>Saída:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Regime de escoamento: subsônico</li> <li>• Condição de Saída: Velocidade normal a superfície com perfil reto</li> </ul> </td><td> <b>Caso 1:</b> 22,28 m/s   <b>Caso 2:</b> 26,77 m/s   <b>Caso 3:</b> 30,35 m/s   <b>Caso 4:</b> 33,66 m/s               </td></tr> </table>	<b>Saída:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Regime de escoamento: subsônico</li> <li>• Condição de Saída: Velocidade normal a superfície com perfil reto</li> </ul>
<b>Saída:</b> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Regime de escoamento: subsônico</li> <li>• Condição de Saída: Velocidade normal a superfície com perfil reto</li> </ul>	<b>Caso 1:</b> 22,28 m/s  <b>Caso 2:</b> 26,77 m/s  <b>Caso 3:</b> 30,35 m/s  <b>Caso 4:</b> 33,66 m/s	

Fonte: Autor (2018)

Tabela 9 - Interfaces.

Nome da interface	Condição de contorno
<b>Passagem pelo Rotor/Caracol</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Modelo de Interface: Conexão geral</li> <li>• Tipo de Interface: Conservativa</li> <li>• Mudança de estrutura/ Modelo de mistura: <i>Frozen Rotor</i></li> <li>• Mudança de passo: Automática</li> </ul>
<b>Caracol/Cone e Cone/Duto de Saída</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Modelo de Interface: Conexão geral</li> </ul>
<b>Periódica:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Modelo de Interface: Periodicidade rotacional</li> <li>• Eixo de rotação: Z Global</li> </ul>
<b>Entre pás</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Modelo de Interface: Conexão geral</li> </ul>

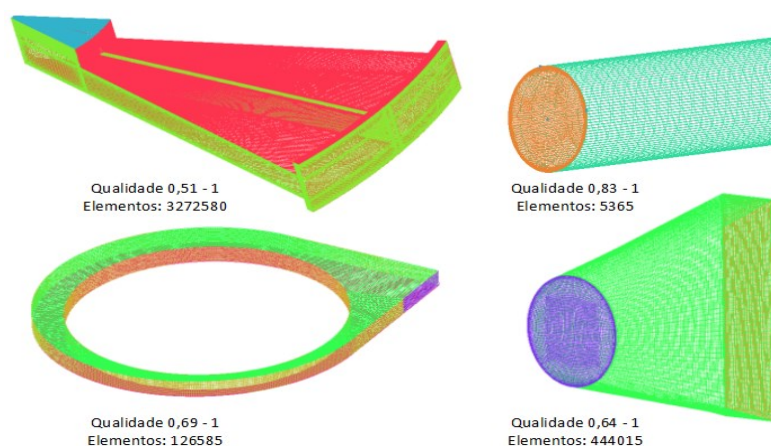
Fonte: Autor (2018)

### 3.2.6 Malha

Nesta etapa, a malha foi gerada utilizando o software ICEM v.18, onde a geometria dos quatro domínios foi importada e posteriormente a malha estruturada hexaédrica foi gerada.

As principais regiões de refino de malha foram as paredes do duto de saída e cone, paredes da voluta, superfície da pá e paredes do rotor. Estas regiões devem ter o maior refino de malha por serem regiões onde ocorrem o descolamento da camada limite turbulenta, onde são aplicados os modelos de turbulência. A Figura 22 mostra a malha gerada.

Figura 22 - Malha.



Fonte: Autor (2018)

Neste trabalho foram realizados testes de independência de malha, buscando verificar a influência do número de elementos na qualidade dos resultados. Neste caso, os testes foram realizados com apenas uma pá, procurando estabelecer um número razoável de elementos que permitisse render resultados de qualidade, como mostra a Tabela 10. O Cálculo do erro entre as malhas foi realizado em função da malha mais refinada, no caso, a malha 4.

Devido ao elevado custo computacional, inicialmente optou-se por realizar a modelagem com apenas um rotor utilizando a menor velocidade de saída para 1776 RPM, e realizando o refino conforme os erros encontrados no resultado. Mesmo com o refino os testes iniciais apresentaram divergência entre os resultados experimentais e numéricos, com erro de aproximadamente 40% para o torque, 14% para a velocidade de saída e 13% para a pressão de saída. Com o objetivo de verificar a influência do número de pás observou-se que com três

pás o erro no torque foi reduzido para 17%, o da velocidade permaneceu constante e o da pressão reduziu para 6%. Para maiores números de pá o computador utilizado não conseguia executar a simulação, e por esse motivo, maiores números de pá não foram investigados. Após o teste de dependência de malha, a malha número 4 foi selecionada, que resultou em um  $Y^+$  variando entre 0,8 e 3 para as superfícies do ventilador. Destaca-se que o número total de elementos para a malha utilizada considerando 3 pás é de aproximadamente 12 milhões de elementos. O computador utilizado nas simulações apresenta as seguintes configurações:

- Processador: Intel(R) Core (TM) i7-7700 CPU @3.60Hz
- Memória (RAM): 32 GB

Tabela 10 - Independência de malha.

Malha	1	2	3	4
Nº de Elementos Rotor	701562	1247973	1854578	3272580
Nº de Elementos Caracol	39151	50407	72576	126585
Nº de Elementos Cone	52687	99360	182410	444015
Nº de Elementos Duto de Saída	152460	305235	572160	1067635
Nº de Elementos Total	945860	1702975	2681724	3843180
Torque (Nm)	0,935	0,93	0,927	0,901
Erro no torque	4%	3%	3%	0%
Altura de elevação (m)	131,1265	132,6711	133,9800	136,9310
Erro na Altura de Elevação	-4%	-3%	-2%	0%

Fonte: Autor (2018)

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos na bancada experimental e os resultados obtidos com a simulação numérica, mostrando um comparativo entre os resultados obtidos por cada um dos métodos e possíveis fontes de erro para a solução numérica.

### 4.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A Tabelas 11, 12 e 13 apresentam os resultados obtidos para as rotações de 1192, 1486 e 1776 RPM, respectivamente. A partir de cada uma das tabelas é possível obter a potência de eixo, a altura dinâmica, a potência hidráulica e o rendimento, que servem como base para as curvas características do ventilador. No APÊNDICE A – Incertezas de Medição são mostrados os resultados experimentais de forma mais detalhada, mostrando todas as medidas realizadas.

Tabela 11 - Parâmetros medidos para 1192 RPM.

<b>Vazão [m³/s]</b>	0,048	0,061	0,074
<b>Velocidade de saída [m/s]</b>	14,332±0,197	18,398±0,289	22,159±0,251
<b>Torque [N.m]</b>	0,742	0,824	0,906
<b>Potência mecânica [W]</b>	105,623	117,359	129,095
<b>Pressão estática [Pa]</b>	588,399	490,333	343,233

Fonte: Autor (2018)

Tabela 12 - Parâmetros medidos para 1486 RPM.

<b>Vazão [m³/s]</b>	0,065	0,076	0,085	0,092
<b>Velocidade de saída [m/s]</b>	19,713±0,377	22,800±0,378	25,489±0,400	27,743±0,417
<b>Torque [N.m]</b>	1,071	1,154	1,215	1,3184
<b>Potência mecânica [W]</b>	190,708	205,378	216,380	234,718
<b>Pressão estática [Pa]</b>	882,599	735,499	588,399	441,300

Fonte: Autor (2018)

Tabela 13 - Parâmetros medidos para 1776 RPM.

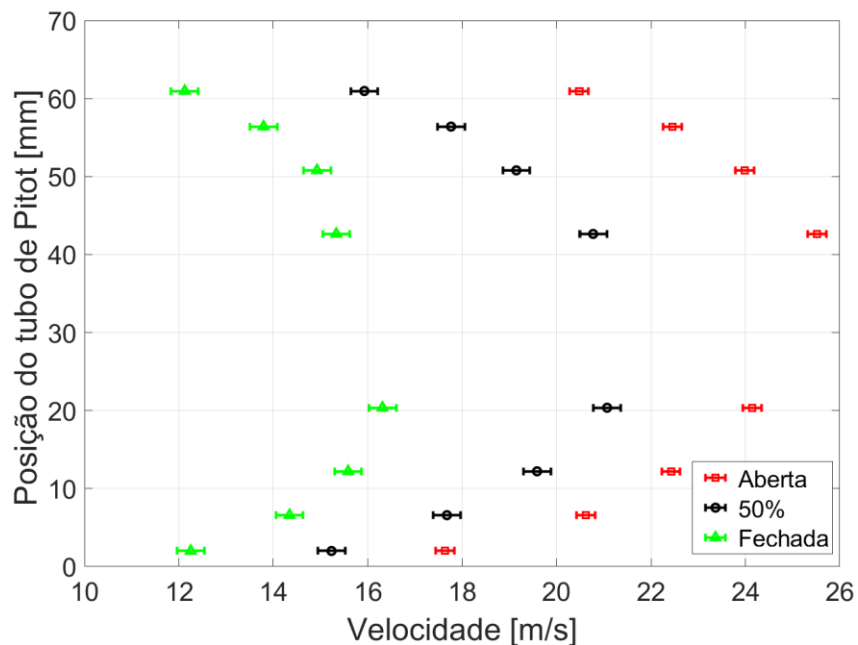
Vazão [m³/s]	0,074	0,089	0,101	0,112
Velocidade de saída [m/s]	22,284±0,186	26,771±0,189	30,348±0,191	33,664±0,208
Torque [N.m]	1,463	1,607	1,710	1,813
Potência mecânica [W]	312,468	343,275	365,279	387,284
Pressão estática [Pa]	1323,899	1078,732	882,599	637,433

Fonte: Autor (2018)

#### 4.1.1 Perfil de Velocidades

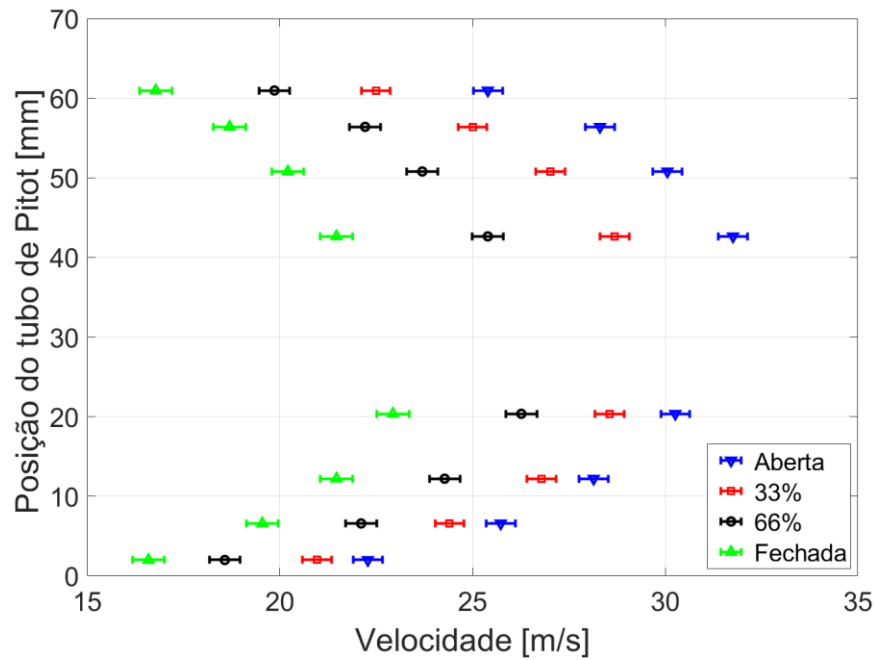
A partir das velocidades encontradas em função dos 8 pontos de medição de pressão dinâmica ao longo da seção transversal do duto de saída do ventilador, foi possível levantar o comportamento do perfil de velocidades do escoamento para vários graus de abertura da válvula na saída do ventilador. As Figuras 23, 24 e 25 mostram o comportamento do perfil de velocidades para a rotação de 1192 RPM, 1492 RPM e 1776 RP, respectivamente.

Figura 23 - Perfil de velocidade para 1192 RPM.



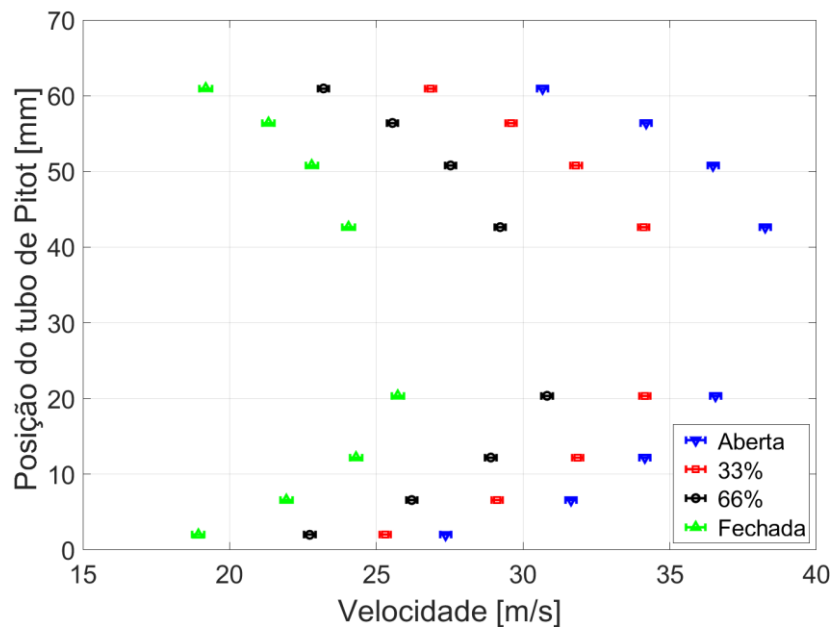
Fonte: Autor (2018)

Figura 24 - Perfil de velocidade para 1492 RPM.



Fonte: Autor (2018)

Figura 25 - Perfil de velocidade para 1776 RPM.



Fonte: Autor (2018)

Primeiramente pode-se notar uma coerência entre os resultados obtidos para o perfil de velocidades, visto que as mesmas características de perfil simétrico foram obtidas para cada uma das vazões, independente da rotação ou do grau de abertura da válvula. Pode-se também

notar que para maiores graus de abertura, maiores as velocidades médias atingidas, onde a maior velocidade é de 38 m/s referente a maior rotação do ventilador com a válvula totalmente aberta.

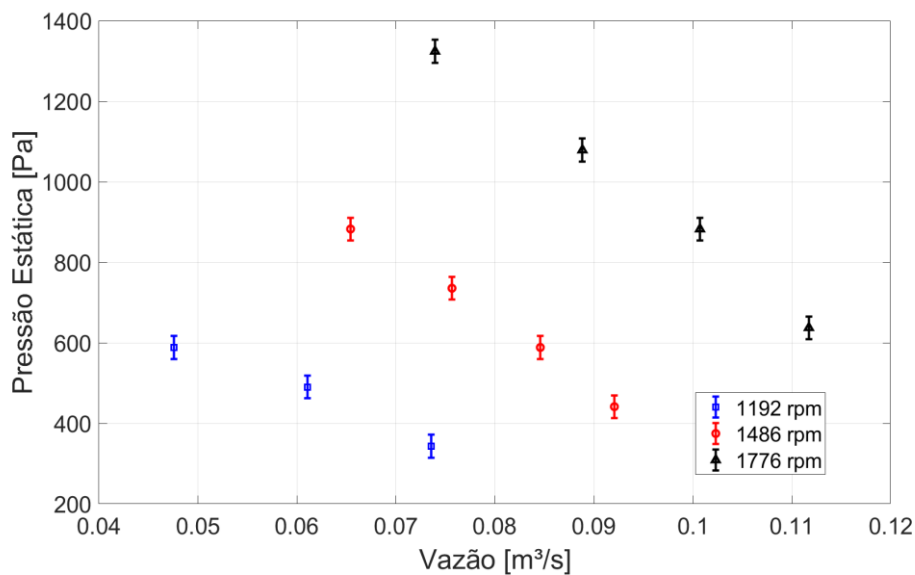
Em ambos os casos, ocorreu uma redução da velocidade do escoamento próximo à superfície do tubo, sendo que para as maiores vazões a velocidade próxima à parede reduziu para aproximadamente a metade da observada no centro do escoamento. Como comentado anteriormente, o método das áreas iguais não permite avaliar a velocidade do escoamento próximo da superfície interna do tubo e por conta disso as velocidades na extremidade estão distantes da velocidade nula.

#### **4.1.2 Curvas Características Experimentais**

A Figura 26 mostra a pressão estática na saída para as 3 rotações utilizadas no estudo. Nota-se que para valores baixos de vazão a pressão estática do escoamento é alta e com o aumento da vazão a pressão estática do escoamento tende a cair. Isso ocorre em função da relação entre a pressão estática e a velocidade ser inversamente proporcional, sendo que neste caso a pressão estática aumenta devido à diminuição da área por onde o escoamento passa visto que a válvula da saída restringe a passagem de ar.



Figura 26 - Pressão estática experimental na saída do ventilador.

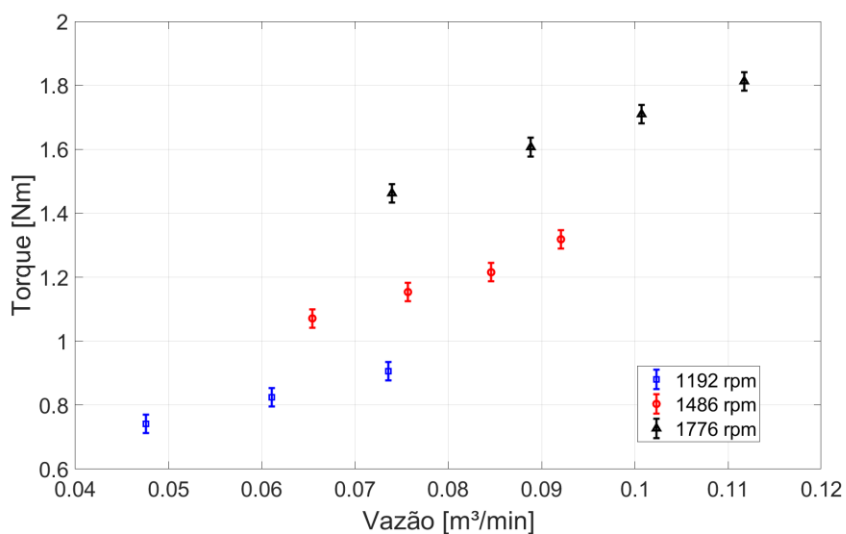


Fonte: Autor (2018)

Além disso, para maiores rotações maiores são os valores de vazão e pressão estática atingidos na saída do ventilador. Isso se deve ao fato de que para maiores rotações, maior é a quantidade de movimento que o rotor do ventilador consegue transferir para o fluido.

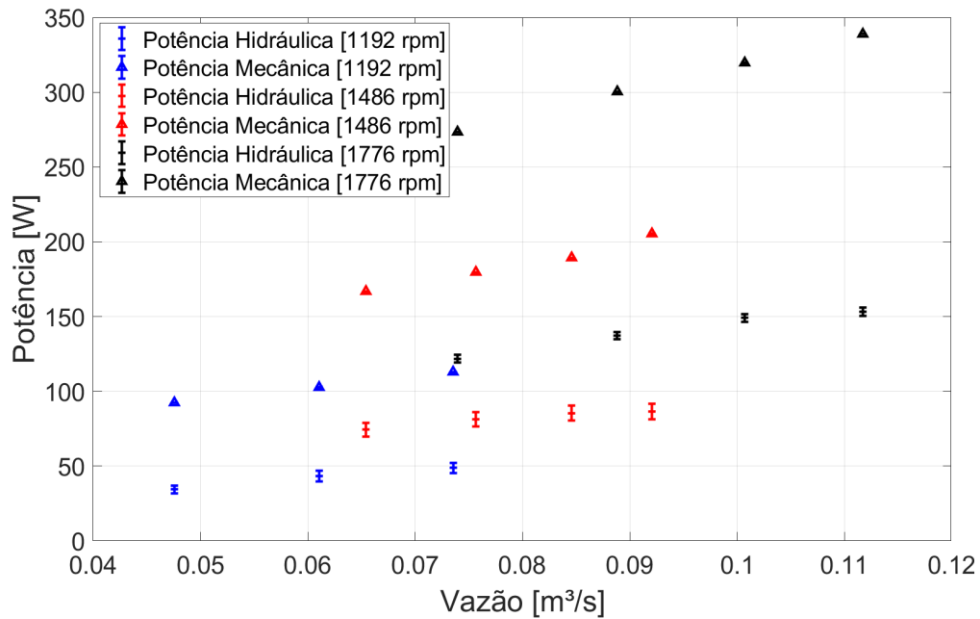
A Figura 27 mostra a variação do torque com o aumento da vazão e a Figura 28 mostra as curvas de potência hidráulica e mecânica em função da vazão para as 3 rotações utilizadas no estudo.

Figura 27 - Curvas de torque em função da vazão.



Fonte: Autor (2018)

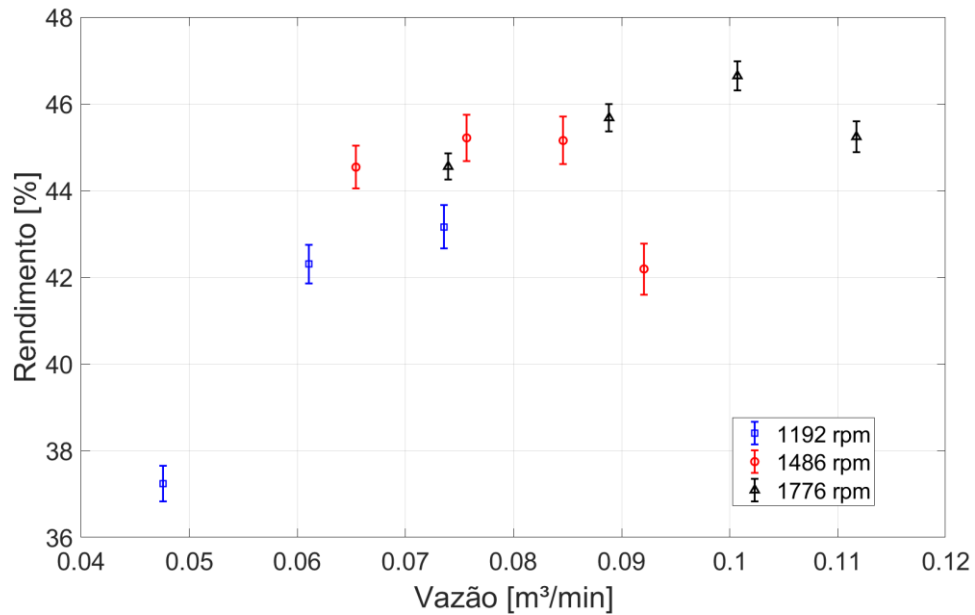
Figura 28- Curvas de potência hidráulica e mecânica em função da vazão.



Fonte: Autor (2018)

Pode-se observar que tanto para a potência hidráulica quanto para a potência mecânica, o aumento da potência ocorre com o aumento da vazão. No caso da potência mecânica, com o aumento da vazão, maior é o torque necessário no motor do ventilador operar e por consequência mais potência mecânica é necessária. Já para a potência hidráulica, pode-se notar que a potência útil tem a tendência de estabilizar o seu valor, em função principalmente da queda de pressão estática com o aumento da vazão. Esse comportamento reflete fortemente no rendimento do ventilador, principalmente para os resultados obtidos nas rotações mais baixas, como mostra a Figura 29.

Figura 29- Eficiência experimental.



Fonte: Autor (2018)

Pode-se observar que o rendimento máximo do ventilador não atingiu valores acima de 50%, indicando uma perda considerável de energia, principalmente para baixas rotações. A baixa eficiência está fortemente associada ao formato das pás visto que para ventiladores de pás retas possuem formato aerodinâmico não favorável, que são mais propensos a ocorrer o descolamento da camada limite com o aumento da velocidade do escoamento, causando maiores turbulências e maior ruído.

## 4.2 RESULTADOS NUMÉRICOS

Nas simulações, foram utilizadas apenas as velocidades de saída do ventilador para a rotação de 1776 RPM como condição de contorno, como mostra a Tabela 14 para os resultados de pressão estática, velocidade, o torque nas pás e os respectivos erros de cada variável quando comparada com os resultados experimentais. As curvas de torque, pressão estática, potência mecânica e hidráulica experimental e numérica em função da vazão apresentaram o mesmo comportamento.

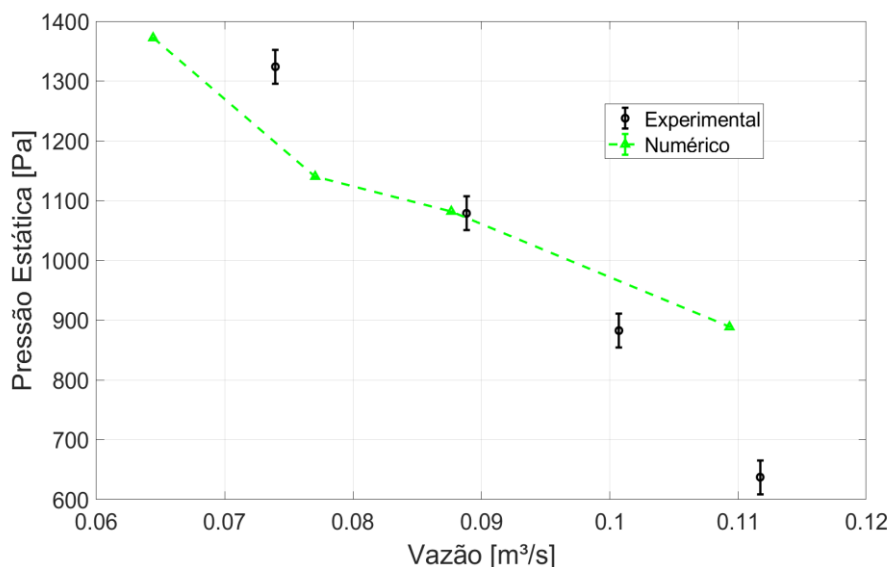
Tabela 14 - Resultados numéricos.

Velocidade na saída (m/s)	Erro da Velocidade (%)	Pressão Estática na Saída (Pa)	Erro da Pressão (%)	Torque (Nm)	Erro do Torque (%)
19,41	-13%	1372,02	3%	1,21	-17%
23,22	-13%	1140,16	6%	1,35	-16%
26,41	-13%	1081,81	23%	1,45	-15%
29,36	-13%	888,59	39%	1,57	-13%

Fonte: Autor (2018)

Como se pode observar na Figura 30 os valores numéricos da pressão estática foram superestimados em comparação com o experimental. Já os valores da vazão, que dependem da velocidade, foram subestimados. Pode-se observar também que a pressão estática teve um aumento do erro com o aumento da vazão, tendo o erro mínimo de 3,635% e o máximo em 39,4%, já a velocidade não teve uma variação significativa no erro, variando entre 12 e 14%.

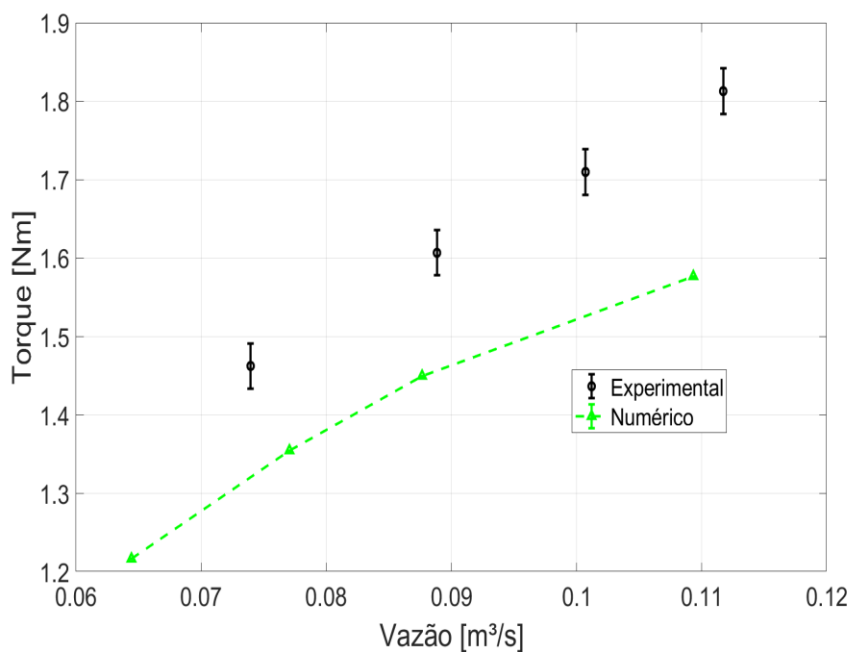
Figura 30 - Comparativo entre pressão estática experimental e numérica.



Fonte: Autor (2018)

A Figura 31 mostra a diferença entre o torque numérico e o experimental e na Figura 32 é apresentado o comparativo entre a potência mecânica e hidráulica ambas experimental e numericamente. Primeiramente pode-se observar que os valores de potência mecânica foram subestimados e ocorreu o aumento da potência mecânica com o aumento da vazão. Este aumento ocorre pelo aumento do torque necessário para o ventilador operar, tendo um erro máximo de -17% em relação aos testes experimentais.

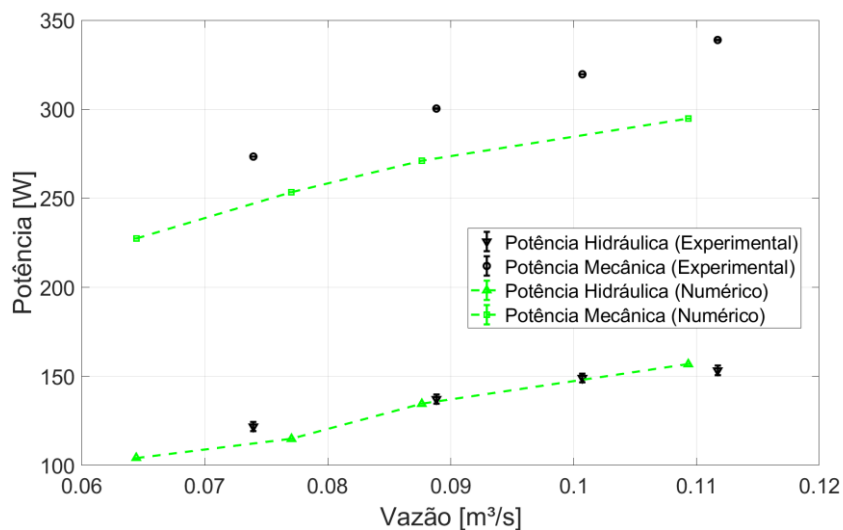
Figura 31 - Comparativo entre o torque experimental e numérico.



Fonte: Autor (2018)

Para a potência hidráulica, é visível o aumento da potência com o aumento da vazão, visto que a mesma depende de forma quadrática do aumento da velocidade do escoamento. Neste caso, o erro diminui com o aumento da vazão, tendo o erro mínimo de -8% e máximo de -14%.

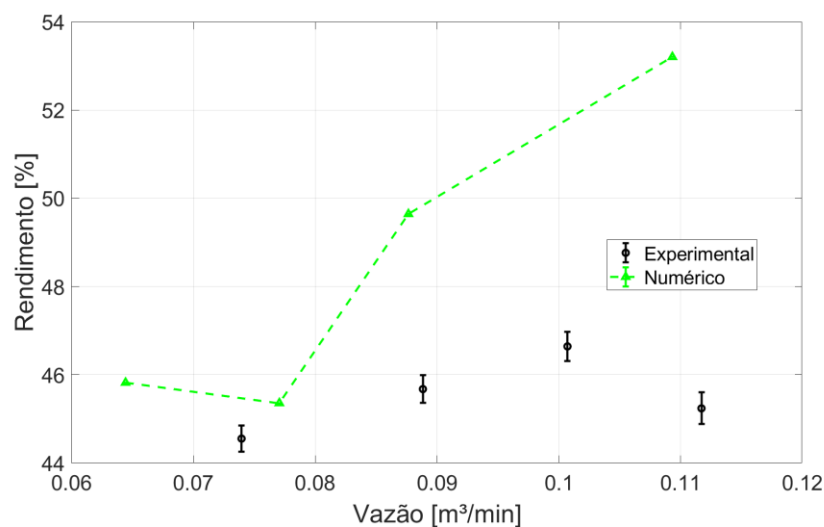
Figura 32 - Comparativo entre potência experimental e numérica.



Fonte: Autor (2018)

O comparativo entre o rendimento experimental e numérico é mostrado na Figura 33. Os desvios encontrados para o rendimento numérico foram abaixo de 10%, tendo o valor mínimo de 1% e máximo de 6%. Neste caso, a curva de rendimento numérico não apresentou o perfil parabólico encontrados em outros trabalhos. Atribui-se a esse comportamento, a influência dos erros das outras variáveis utilizadas para calcular o rendimento, principalmente em relação ao torque, a pressão estática e a velocidade na saída do ventilador.

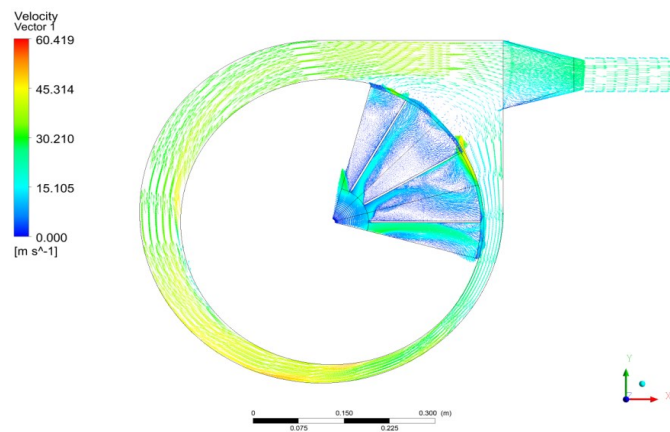
Figura 33 - Comparativo entre o rendimento experimental e numérico.



Fonte: Autor (2018)

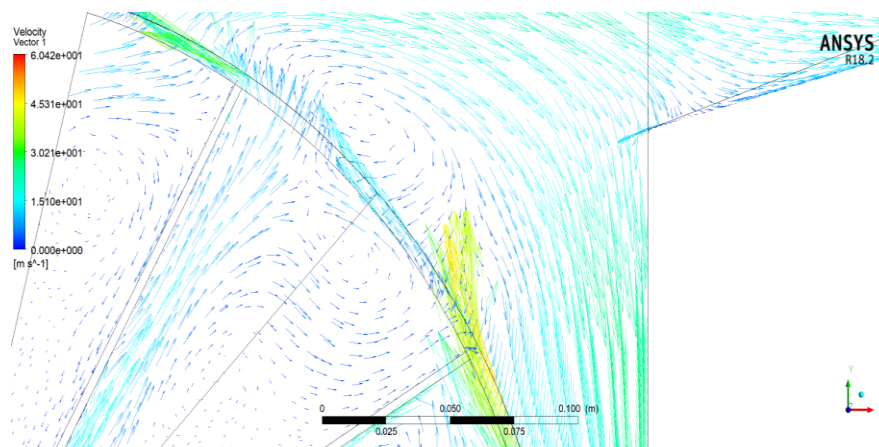
Na Figura 34 pode-se visualizar o campo de velocidades em parte do domínio fluido. Nota-se que devido ao formato das pás ser reto, ocorre ao descolamento do escoamento, provocado por gradientes de pressão adverso, além de pontos de recirculação causados pela transição abrupta da geometria entre a região do caracol e do cone de saída do ventilador, que não favorecem o escoamento. Pode-se observar também que parte do escoamento que sai do rotor tende a recircular e se dirigir para regiões de baixa pressão, ao invés de ir para a saída do ventilador. Isso indica que parte razoável da energia cedida ao fluido é perdida em função da geometria do ventilador, provocando uma queda na eficiência. A Figura 35 apresenta pontos de recirculação na saída do rotor, no caracol e no duto de saída do ventilador. A Figura 36 apresenta o campo de pressão no interior do ventilador.

Figura 34 - Campo de velocidades.



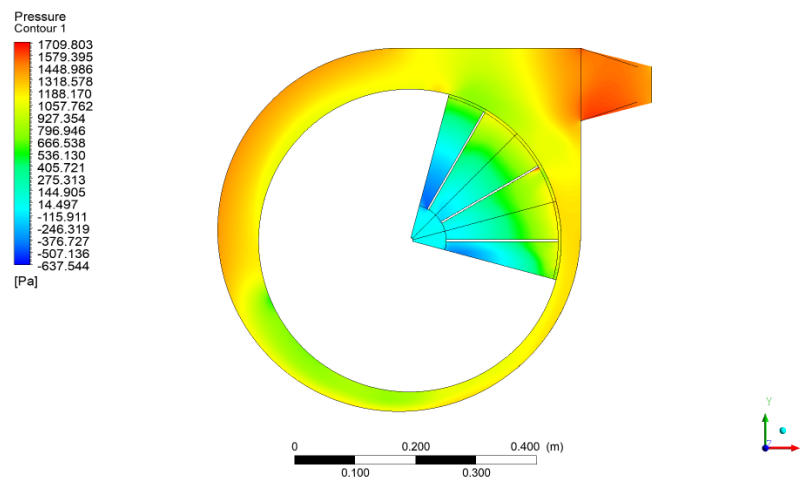
Fonte: Autor (2018)

Figura 35 – Pontos de recirculação.



Fonte: Autor (2018)

Figura 36 - Campo de Pressão.



Fonte: Autor (2018)

## 5 CONCLUSÃO

Neste trabalho foi realizada a coleta de dados experimentais de um ventilador radial e a modelagem numérica do escoamento considerando o fluido de trabalho o ar como um gás ideal e o escoamento em regime permanente. Os resultados numéricos foram validados com as curvas características experimentais, obtidas com a bancada experimental desenvolvida no Laboratório de Ciências Térmicas da Universidade Federal de Santa Catarina. Com a bancada experimental também foi possível verificar o perfil de velocidades no duto de saída a partir de um tubo de Pitot.

Os resultados numéricos apresentaram desvios em relação aos dados experimentais. Dentre as principais causas para os desvios, erros no desenho da geometria e a aproximação utilizando o modelo *Frozen Rotor* são os mais significativos, como mostram os trabalhos de Bortoli (2017) e Burgmann et al. (2018). As possíveis causas para os desvios encontrados para os resultados numéricos em função dos experimentais são inúmeras. Algumas são comentadas a seguir.

- Alguns detalhes da geometria foram simplificados, visto a dificuldade de medição das dimensões internas do ventilador, visto que não foi possível realizar a desmontagem completa do equipamento: a região do labirinto não foi modelada visto a dificuldade de definir o espaçamento entre o rotor e a carcaça. Em especial, com relação a geometria do caracol, a geometria interna dos componentes se mostrou de difícil acesso e impossível de se medir por métodos convencionais, nesse caso fez-se necessário realizar algumas aproximações da geometria. Detalhes como irregularidades na superfície, rugosidade das superfícies por onde passa o escoamento e parafusos de fixação encontrados no interior do rotor não foram modelados. Além disso, a junção entre o ventilador e o tubo de saída utilizado nas medições foi modelado como completamente liso. Segundo Bortoli (2017) é visível que as simplificações adotadas na modelagem dos componentes podem afetar na caracterização do escoamento;
- Simulações em regime permanente: o modelo *Frozen Rotor* representa o escoamento em regime permanente, desconsiderando fenômenos transientes do escoamento e a complexa interação entre a voluta e o caracol, suprimindo a influência de efeitos transientes na solução do escoamento em regime permanente;



- O escoamento foi modelado como isotérmico: com isso, não foram modelados os efeitos de troca térmica entre o escoamento e a estrutura, efeitos que tem influenciar no rendimento do ventilador;
- Fenômenos desconsiderados no modelo numérico: fenômenos como o atrito mecânico entre os mancais de rolamento e o atrito entre os componentes do selo mecânico que vedam a região por onde o eixo passa no ventilador provocam perdas mecânicas elevadas. Estes fenômenos não são previstos no modelo CFD;
- Como a partir de a partir de aproximadamente 12 milhões de elementos o computador utilizado se demonstrou incapaz de executar a simulação, a malha não foi refinada a um ponto em que a simulação não dependesse do número de elementos, influenciando no número de resultados. Além disso, como não foi possível refinar mais a malha, os valores de  $Y^+$  não foram refinados para valores abaixo de 1 para todas as superfícies, induzindo erros no tratamento de parede.

Mesmo com os erros encontrados, destaca-se que as curvas de pressão estática, potência mecânica e potência hidráulica apresentaram o mesmo comportamento que o experimental, tendo uma queda da pressão com o aumento da vazão e um aumento das potências hidráulica e mecânica com o aumento da vazão. Tanto para as medidas experimentais, quanto para as simulações, o comportamento foi muito similar e coerente com o encontrado em outros trabalhos. A curva de eficiência apresentou o maior erro em relação às demais variáveis principalmente por depender da pressão estática, torque e velocidade, perpetuando o erro. Vale-se destacar que além das curvas características, a abordagem numérica permitiu verificar o campo de velocidade e de pressão no interior do ventilador, informações que não são encontradas com a abordagem experimental, principalmente pela dificuldade de instrumentar o interior do rotor com sensores de pressão e velocidade.

Com base nas conclusões concebidas, foram elaboradas sugestões para futuros trabalhos:

- Verificar a real geometria da carcaça do ventilador, buscando verificar a possível influência dos erros obtidos em função de erros na geometria;
- Instrumentar a entrada e do ventilador com tomadas de pressão estática e tubos de Pitot, buscando averiguar a perda de carga;
- Analisar diferentes geometrias de rotor com o intuito de aumentar a eficiência do ventilador;

- Realizar um comparativo entre uma abordagem analítica com os demais métodos apresentados neste trabalho;
- Realizar a modelagem numérica com um maior número de pás e aplicando efeitos de troca térmica, buscando avaliar a influência destas variáveis nos resultados obtidos.

## REFERÊNCIAS

- ABREU, José Luis. GP BAHREIN F1: KIMI RAIKKONEN ‘SAFOU-SE’.... 2018.  
Disponível em: <<https://www.autosport.pt/formula1/gp-bahrein-fl-kimi-raikkonen-safou-se/>>. Acesso em: 21 set. 2018.
- ANSYS. Ansys cfx 16.0 modeling guide. ANSYS Inc, 2016.
- ARGYROPOULOS, C.d.; MARKATOS, N.c.. Recent advances on the numerical modelling of turbulent flows. **Applied Mathematical Modelling**, [s. I.], v. 39, n. 2, p.693-732, jan. 2015. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apm.2014.07.001>
- BARHATTE, S. H.; CHOPADE, M. R.; WALIMBE, Akshay. **Performance Enhancement of a Centrifugal Blower using Experimental and Computational Techniques**. Chandwad: Elsevier, 2014. 5 p.
- BENEDICT, Robert P. **Fundamentals of Temperature, Pressure, and Flow Measurements**. 3. ed. New York: Wiley Interscience, 1984.
- BORTOLI, Marcelo Ruaro. **Análise Experimental E Numérica Do Desempenho De Uma Bomba Centrífuga Radial Monoestágio**. 2017. 76 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Marcelo Ruaro Bortoli, 2017.
- BRAN, Richard; SOUZA, Zulcy de. **Máquinas de Fluxo: turbinas, bombas e ventiladores**. Rio de Janeiro: Ao Livro Técnico S.A., 1969.
- BURGMANN, Sebastian et al. Development of a centrifugal fan with increased part-load efficiency for fuel cell applications. **Renewable Energy**, [s.l.], v. 116, p.815-826, fev. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2017.09.075>.
- CARRILLO, Rubén Alexis Miranda. **Projeto e Análise de Desempenho de Turbinas Radiais**. 2010. 224 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2010.
- CIBULSKI, Leonir Juarez; SILVA, Cristiano Vitorino da. **ANÁLISE NUMÉRICA DA REPOTENCIALIZAÇÃO DE UMA TURBINA FRANCIS**. Erechim: Perspectiva, 2015. 39 v.

CHUNXI, Li; LING, Wang Song; YAKUI, Jia. The performance of a centrifugal fan with enlarged impeller. **Energy Conversion And Management**, n. 52, p.2902-2910, 2011.

DIXON, S. L.; HALL, C. A.. **Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery**. 7. ed. Kidlington: Elsevier, 1966.

FOGAL, Marcelo Luiz Freitas. **Estudo Teórico E Experimental Das Curvas Características De Um Ventilador Axial Aplicado Em Pulverização Agrícola**. 2009. 120 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista Júlio Mesquita Filho, Bauru, 2009.

FOX, Robert W.; MCDONAL, Alan T.. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 2. ed. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1981.

FU, Lei; FENG, Zhenping; LI, Guojun. Experimental investigation on overall performance of a millimeter-scale radial turbine for micro gas turbine. **Energy**, [s.l.], v. 134, p.1-9, set. 2017. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2017.06.006>.

GOMES, Coraci Júnior. **Melhoramentos Em Um Ventilador Centrífugo Através De Simulação Numérica**. 2010. 21 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

KOTHE, Leonardo Brito; LUZ, José Leandro Rosales; VECINA, Tanit Daniel Jodar. PROJETO DE OTIMIZAÇÃO DE UM VENTILADOR CENTRÍFUGO ATRAVÉS DA DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD). **Revista Técnico-científica do Crea-pr - Issn 2358-5420**, ago. 2016. Mensal.

LIN, Sheam-chyun; TAI, Ming-lun. An integrated performance analysis for a backward-inclined centrifugal fan. **Computers & Fluids**. Taiwan, p. 24-38. mar. 2011.

MARTINS, Paulo Roberto Lückmann. **Evolução Metrológica De Uma Bancada De Ensaios De Ventiladores Radiais**. 2011. 181 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2011.

MALISKA, C. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2. Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004.

MARTINS, Paulo Roberto Lückmann. Evolução Metrológica De Uma Bancada De Ensaios De Ventiladores Radiais. 2011. Dissertação (Mestrado) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2011.

MENTER, Florian R.. Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective. **International Journal Of Computational Fluid Dynamics**, [s.l.], v. 23, n. 4, p.305-316, abr. 2009. Informa UK Limited.  
<http://dx.doi.org/10.1080/10618560902773387>.

NICOLAU, Vicente de Paulo; GÜTHS, Saulo. **Medição de Velocidade de Escoamentos com O Tubo de Pitot**. Florianópolis: Laboratório de Ciências Térmicas, 2001.

REUNANEN, Arttu. **Experimental and Numérical Analysis of Different Volutes in Centrifugal Compressor**. 2001. 152 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Lappeenrantaensis University Of Technology, Lappeenrantaensis, 2001.

SINGH, Om Prakash et al. Parametric Study Of Centrifugal Fan Performance: Experiments And Numerical Simulation. **International Journal of Advances in Engineering & Technology**, Madras, p.1-18, maio 2011.

VERSTEEG, H K; MALALASEKERA, W. **An Introductction to Computacional Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. 2. ed. England: Pearson, 2007.

## APÊNDICE A – Incertezas de Medição

Este apêndice apresenta os tipos de incertezas relacionadas com as medições e a teoria por trás da estimativa das incertezas de medição.

### A. INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

As medições podem ser realizadas direta ou indiretamente. As medições diretas ocorrem quando a indicação do resultado é obtida em função do sistema de medição sobre o mensurando. As medições indiretas necessitam de manipulações matemáticas aplicadas sobre a indicação do sistema de medição, buscando obter a variável de interesse. Ao analisar a velocidade e a vazão do escoamento em função da pressão dinâmica através do tubo de Pitot se tem um exemplo de medição indireta, enquanto ao analisar a pressão estática utilizando um manômetro de coluna d'água se tem um exemplo de medição direta.

Dentre as principais fontes de erro possíveis, as utilizadas neste trabalho avaliam a influência do erro aleatório e a influência da resolução do equipamento, como mostrado a seguir.

#### A.1 TIPO A

A incerteza atribuída ao erro aleatório é encontrada a partir dos valores obtidos através da repetição de medições sobre o mensurando, através de uma distribuição normal de probabilidades. Dada uma variável aleatória “X”, medida “n” vezes a média ( $\bar{X}$ ), desvio padrão ( $s(X)$ ), incerteza padrão ( $u(X)$ ) e o número de graus de liberdade da amostra são dadas pelas Equações A.1 a A.4 respectivamente.

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n X_i \quad (\text{A.1})$$

$$s(X) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{n - 1}} \quad (\text{A.2})$$

$$u(X) = s(X) = \frac{s(X)}{\sqrt{n}} \quad (\text{A.3})$$

$$v = n - 1 \quad (\text{A.4})$$

## A.2 TIPO B

Quando não se pode avaliar o erro em função das medidas sobre o mensurando, uma alternativa é encontrar a incerteza padrão que ocorre em função da resolução do equipamento (Resol). Para isso uma distribuição de probabilidades uniforme é adotada e o número de graus de liberdade é infinito. A incerteza padrão associada a este tipo de erro é dada pela Equação A.5.

$$u(T) = \frac{\text{Resol}}{2\sqrt{3}} \quad (\text{A.5})$$

## A.3 INCERTEZA COMBINADA

Para avaliar a combinação dos possíveis efeitos que podem vir a causar erro durante as medições, em medições diretas deve-se considerar que os efeitos são estatisticamente independentes, ou seja, não apresentam relação alguma. A incerteza combinada é dada pela Equação A.6.

$$u_c = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_p^2} \quad (\text{A.6})$$

Para as medições indiretas, o valor da incerteza associada ao mensurando a é encontrada a partir de uma ou mais grandezas, através de equações matemáticas. Segue uma grandeza G encontrada a partir de várias grandezas de entrada, como mostra a Equação A.7, a incerteza combinada pode ser encontrada a partir da Equação A.8.

$$G = f(x_1, x_2, x_3, \dots) \quad (\text{A.7})$$

$$u^2(G) = \left( \frac{\partial f}{\partial x_1} u(x_1) \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial x_2} u(x_2) \right)^2 + \left( \frac{\partial f}{\partial x_3} u(x_3) \right)^2 + \dots \quad (\text{A.8})$$

Em ambos os casos o número de graus de liberdade efetivo pode ser encontrado pela Equação A.9. A incerteza encontrada pela Equação A.8 representa o desvio padrão resultante da combinação de várias fontes de incerteza de medição.

$$\frac{u_c^4}{v_{ef}} = \frac{u_1^4}{v_1} + \frac{u_2^4}{v_2} + \frac{u_3^4}{v_3} + \dots + \frac{u_p^4}{v_p} \quad (\text{A.9})$$

Pode-se assumir uma distribuição de Student para os efeitos combinados, onde a incerteza padrão combinada é multiplicada pelo coeficiente de Student para nível de confiabilidade de 95,45%, em função dos graus de liberdade efetivos calculado pela Equação (B.9). Essa variável é denominada então incerteza padrão expandida, dada pela Equação (B.10). A incerteza expandida corresponde a faixa de valores que enquadra a incerteza com nível de confiança de 95,45 %.

$$U_{95\%} = u_c \cdot k_{95\%} \quad (\text{A.10})$$



## B. INCERTEZAS ASSOCIADAS A MEDIÇÃO DE VAZÃO

A incerteza da vazão foi encontrada a partir das incertezas do tipo A e B da pressão dinâmica e da área, sendo posteriormente combinada. A Tabela 15, Tabela 16 e Tabela 17 mostram as incertezas de medição para a vazão com o rotor operando com rotação de 1192, 1492 e 1776 rpm, respectivamente.

Tabela 15- Incerteza de medição para as vazões com rotação de 1192 rpm.

Tipos de incerteza	Incerteza Padrão em função da posição da válvula			Unidade	Graus de Liberdade	Tipo de Distribuição
	Aberta	50%	Fechada			
<b>Tipo A, Pitot, 1</b>	1,581	1,581	1,225	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 2</b>	1,225	1,225	2,000	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 3</b>	2,550	1,225	2,000	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 4</b>	2,739	1,225	2,000	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 5</b>	1,871	1,871	1,225	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 6</b>	2,550	1,225	1,871	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 7</b>	6,042	1,871	2,000	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 8</b>	2,915	1,871	2,236	Pa	5	Normal
<b>Tipo B, Pitot</b>	2,887			Pa	$\infty$	Uniforme
<b>Velocidade média</b>	0,197	0,289	0,251	m/s	1	Normal
<b>Área</b>	0,002129			m <sup>2</sup>	1	Normal
<b>u<sub>c,Vazão</sub></b>	0,000653	0,000958	0,000834	m <sup>3</sup> /s	1	Normal
<b>U<sub>95%,Vazão</sub></b>	0,004122	0,006051	0,005264	m <sup>3</sup> /s	-	Normal

Fonte: Autor (2018)

Tabela 16 - Incerteza de medição para as vazões com rotação de 1492 rpm.

Tipos de incerteza	Incerteza Padrão em função da posição da válvula				Unidade	Graus de Liberdade	Tipo de Distribuição
	Aberta	33,33%	66,66%	Fechada			
<b>Tipo A, Pitot, 1</b>	1,871	1,871	1,225	1,225	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 2</b>	2,000	2,236	1,871	1,225	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 3</b>	1,225	1,871	1,871	1,225	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 4</b>	1,225	1,225	1,000	1,581	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 5</b>	2,000	2,000	2,000	1,225	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 6</b>	2,915	1,225	1,225	1,871	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 7</b>	2,550	1,871	1,871	1,000	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 8</b>	1,225	2,550	1,581	2,000	Pa	5	Normal
<b>Tipo B, Pitot</b>	2,887				Pa	$\infty$	Uniforme
<b>Velocidade média</b>	0,377	0,378	0,400	0,417	m/s	1	Normal
<b>Área</b>	0,002129				m <sup>2</sup>	1	Normal
<b>u<sub>c</sub>, Vazão</b>	0,00125	0,00125	0,00132	0,00138	m <sup>3</sup> /s	1	Normal
<b>U<sub>95%</sub>, Vazão</b>	0,00790	0,00793	0,00837	0,00874	m <sup>3</sup> /s	-	Normal

Fonte: Autor (2018)

Tabela 17 - Incerteza de medição para as vazões com rotação de 1776 rpm.

Tipos de incerteza	Incerteza Padrão em função da posição da válvula				Unidade	Graus de Liberdade	Tipo de Distribuição
	Aberta	33,33%	66,66%	Fechada			
<b>Tipo A, Pitot, 1</b>	1,000	2,449	2,449	1,114	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 2</b>	2,000	3,742	2,449	3,317	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 3</b>	4,000	2,449	3,162	2,000	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 4</b>	5,099	2,449	2,449	2,000	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 5</b>	2,449	2,000	2,000	2,449	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 6</b>	3,162	2,449	4,472	2,449	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 7</b>	2,449	5,099	3,742	2,449	Pa	5	Normal
<b>Tipo A, Pitot, 8</b>	3,742	2,449	2,000	3,742	Pa	5	Normal
<b>Tipo B, Pitot</b>	2,887				Pa	$\infty$	Uniforme
<b>Velocidade média</b>	0,186	0,189	0,191	0,208	m/s	1	Normal
<b>Área</b>	0,002129				m <sup>2</sup>	1	Normal
<b>u<sub>c,Vazão</sub></b>	0,00062	0,00063	0,00063	0,00069	m <sup>3</sup> /s	1	Normal
<b>U<sub>95%,Vazão</sub></b>	0,00390	0,00397	0,00400	0,00434	m <sup>3</sup> /s	-	Normal

Fonte: Autor (2018)